



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# STAVITELNÉ ROZPĚRNÉ ZAŘÍZENÍ PRO ZVEDACÍ PRÁCE V HALE

THE CHANGEABLE STRUT DEVICES FOR CRANES IN HALL

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. JAN DVOŘÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2012

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce byla vytvořena pro společnost Bosch Rexroth za účelem zjednodušení zvedacích prací ve výrobní hale. Byl proveden konstrukční návrh stavitelných rozpěrných zařízení, pro zdvihání břemen. Návrh se skládá ze dvou částí. První se zabývá analytickým výpočtem a druhá část obsahuje numerický výpočet pomocí metody konečných prvků.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Stavitelné rozpěrné zařízení, jeřáb, zvedání, jeřábový hák, řetěz, metoda konečných prvků

## **ABSTRACT**

This thesis was created for Bosch Rexroth in order to simplify the lifting work in the manufacturing hall. There was made the construction project of changeable strut devices for lifting loads. The project is comprised of two parts. The first deals with the analytical calculation and the second part consists of a numerical calculation using the finite element method.

## **KEY WORDS**

Changeable strut devices, crane, lifting, crane hook, chain, finite element method

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

DVOŘÁČEK, J. *Stavitelné rozpěrné zařízení pro zvedací práce v hale*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Tímto prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vykonal samostatně, s využitím uvedených zdrojů a konzultací, pod vedením pana Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D.

V Brně dne 20.5 2012

Bc. Jan Dvořáček

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji mému vedoucímu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za důležité rady při tvorbě diplomové práce. Dále bych ještě rád poděkoval Ing. Antonínu Šťastnému a Ing. Josefu Dvořáčkovi za cenné připomínky.

# OBSAH

1. ÚVOD .....	1
2. VOLBA KONSTRUKCE .....	2
2.1 KONCEPCE ŘEŠENÍ .....	2
2.2 VÝBĚR POMOCÍ METODY VÁŽENÝCH HODNOT .....	4
2.3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY A VÝPOČTY .....	5
3. ZAŘÍZENÍ PRO NOSNOST 7 000 KG .....	7
3.1 VÝPOČET PROSTÉHO TLAKU .....	11
3.2 KONTROLA STABILITY ZAŘÍZENÍ NA VZPĚRNÝ TLAK .....	12
3.2.1 KONTROLA STABILITY VZPĚRNÉHO TLAKU VĚTŠÍHO OSLABENÉHO PRŮŘEZU .....	16
3.3 NÁVRH PLECHU ÚCHYTU .....	18
3.3.1 MINIMÁLNÍ PRŮŘEZ PLECHU ÚCHYTU .....	18
3.3.2 ROZTEČ DĚR V PLECHU ÚCHYTU .....	19
3.3.3 MINIMÁLNÍ DÉLKA PLECHU ÚCHYTU .....	20
3.3.4 KONTROLA OTLAČENÍ .....	21
3.3.5 NÁVRH SVARŮ .....	22
3.4 NÁVRH ČEPU .....	24
3.4.1 KONTROLA ČEPU NA SMYK .....	25
3.4.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ .....	25
3.5 NÁVRH VODÍCH DESEK .....	26
3.6 KONTROLA BOULENÍ .....	26
3.7 VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU .....	27
3.8 KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ .....	30
3.9 ROZMĚROVÝ ŘETĚZEC .....	31
3.10 NÁVRH DOPLŇKŮ ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ .....	32
3.10.1 VOLBA TRMENU .....	32
3.10.2 VOLBA HÁKU A ŘETĚZOVÉHO ÚVAZKU .....	34
3.11 OBRÁZKY SESTAVY .....	35
4. ZAŘÍZENÍ NA 12 000 KG .....	37
4.1 VÝPOČET PROSTÉHO TLAKU .....	39
4.2 KONTROLA STABILITY ZAŘÍZENÍ NA VZPĚRNÝ TLAK .....	40
4.2.1 KONTROLA STABILITY VZPĚRNÉHO TLAKU VĚTŠÍHO OSLABENÉHO PRŮŘEZU .....	42
4.3 NÁVRH PLECHU ÚCHYTU .....	43
4.3.1 MINIMÁLNÍ PRŮŘEZ PLECHU ÚCHYTU .....	43
4.3.2 ROZTEČ DĚR V PLECHU .....	43

4.3.3 MINIMÁLNÍ DÉLKA PLECHU ÚCHYTU .....	44
4.3.4 KONTROLA OTLAČENÍ.....	44
4.3.5 NÁVRH SVARŮ .....	44
4.4 NÁVRH ČEPU .....	45
4.4.1 KONTROLA ČEPU NA SMYK .....	45
4.4.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ .....	45
4.5 NÁVRH VODÍCH DESEK .....	45
4.6 KONTROLA BOULENÍ .....	46
4.7 VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU .....	46
4.8 KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ .....	47
4.9 ROZMĚROVÝ ŘETĚZEC.....	48
4.10 NÁVRH DOPLŇKŮ ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ.....	49
4.10.1 VOLBA TRMENU .....	49
4.10.2 VOLBA HÁKU A ŘETĚZU .....	50
5. PRACOVNÍ POLOHY ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ .....	51
6. KONTROLA ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ.....	52
6.1 TVORBA MODELU.....	52
6.2 TVORBA KONEČNOPRVKOVÉ SÍTĚ.....	52
6.2.1 NÁHRADA ČEPU.....	53
6.2.2 NÁHRADA PŘÍMKOVÉHO KONTAKTU PROFILŮ.....	54
6.4 VÝSLEDKY VÝPOČTU .....	58
6.4.1 ZAŘÍZENÍ NA 7 000 KG .....	58
6.4.2 ZAŘÍZENÍ NA 12 000 KG .....	62
7. ZAŘÍZENÍ NA 20 000 KG .....	66
7.1 KONCEPCE ŘEŠENÍ.....	66
8. ZÁVĚR .....	68
9. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	69
10. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN .....	70
11. SEZNAM PŘÍLOH .....	73

# 1. ÚVOD

K přemísťování břemen nám slouží technická zařízení, která nazýváme obecně manipulačními prostředky. Každé přemísťování materiálu je v podstatě problémem jejich uchopení a nesení, tedy dopravy. Většinou bývá v oblasti manipulace s materiálem, kde se břemena také zvedají, středem pozornosti zdvihací zařízení - jeřáb. Na jeřábový hák se zavěšují různá zařízení, jako například: C – hák používaný pro zvedání břemen s dírou, např. prstence, svitky plechů. Svěrka, používaná k manipulaci břemen, kde se uchopení provádí sevřením určité části břemena. Z dalších např. nosné vidlice, břemenové magnety, podtlakové uchopovací prostředky. Pro usnadňující manipulaci s břemeny, které vyžadují zavěšení ve více bodech, se používají různé typy traverz. Používají se zejména tam, kde velikost nebo povaha břemene neumožňuje použití samotných vázacích prostředků (řetězy, lana, svěrky apod.) nebo v místech s omezeným prostorem. Slouží k zavěšení hlavně větších a těžších břemen, jejichž jeden rozměr obvykle převládá. Jeřábové traverzy se používají v součinnosti s vázacími prostředky, které se zavěšují do závěsných prvků traverzy. Podle způsobu provedení rozeznáváme rozličně řešené traverzy. V této diplomové práci se budu zabývat teleskopickým provedením.

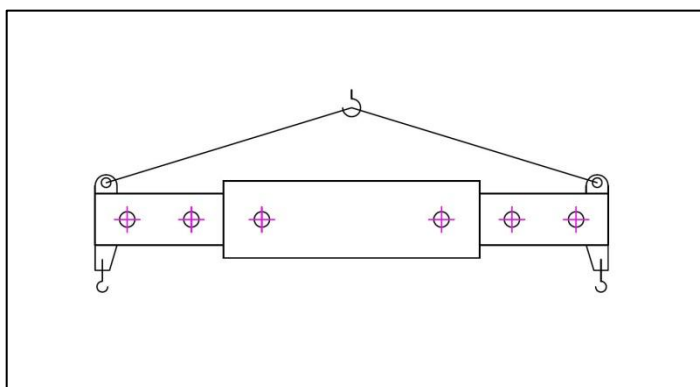


## 2. VOLBA KONSTRUKCE

### 2.1 KONCEPCE ŘEŠENÍ

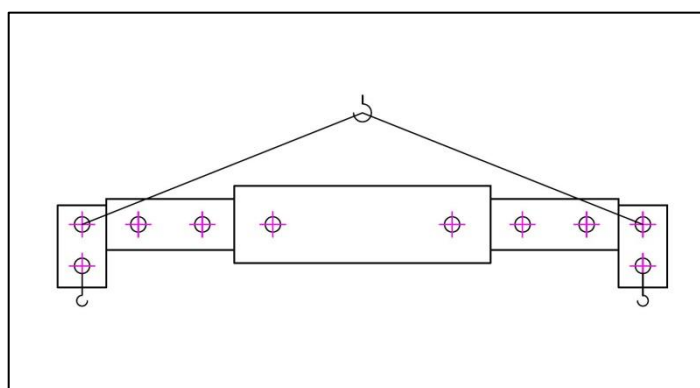
V této kapitole je navrženo několik možností, jak by zvedací zařízení mohlo být konstruováno. Tyto návrhy jsou naznačeny na obrázcích, které jsou pouze zjednodušené a ilustrační a není zde řešena ještě jejich konstrukční správnost. Ta bude řešena až u zařízení, kterým se budu zabývat v této práci. Dále zde není řešeno, jaký profil se použije pro jednotlivé typy zařízení.

Na obrázku 2.1 je zařízení, které je navrženo z jednoho vnějšího profilu a dvou vnitřních, které se do vnějšího profilu z obou dvou stran zasouvají. Zařízení je spojeno s jeřábovým hákem pomocí vázacích prostředků v místě, které je na obrázku symbolizované oky na horní ploše vnitřních profilů. Břemeno je spojeno se zařízením pomocí vázacích prostředků v místě, které je na obrázku symbolizované hákem na spodní ploše vnitřních profilů. Tato symbolika (oka a háky) je u všech obrázků stejná a dále již nebude uváděna. Správná poloha a zajištění proti vzájemnému pohybu profilů je řešena pomocí čepů.



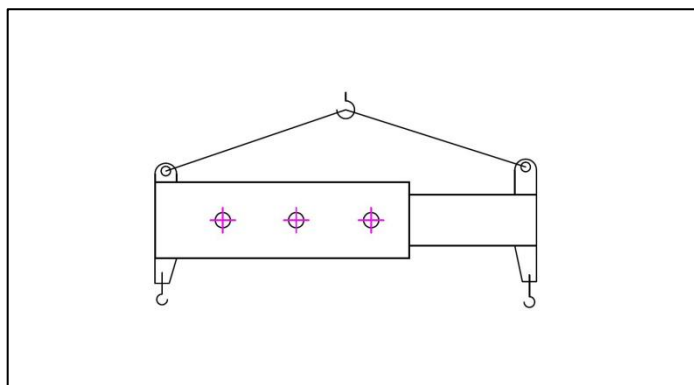
Obr. 2.1 Tříprofilové uspořádání zvedacího zařízení s uchycením na horní a spodní ploše vnitřního profilu

Na obrázku 2.2 je zařízení, které vychází z předchozího. Liší se pouze v uchopovacích místech, které jsou řešeny pomocí plechových úchytů, v kterých jsou otvory na spojení pomocí vázacích prostředků s jeřábovým hákem a břemenem. Středů horních otvorů se nachází na vodorovné ose profilů. Středů obou otvorů jednoho plechu se nachází na jedné společné svislé ose.

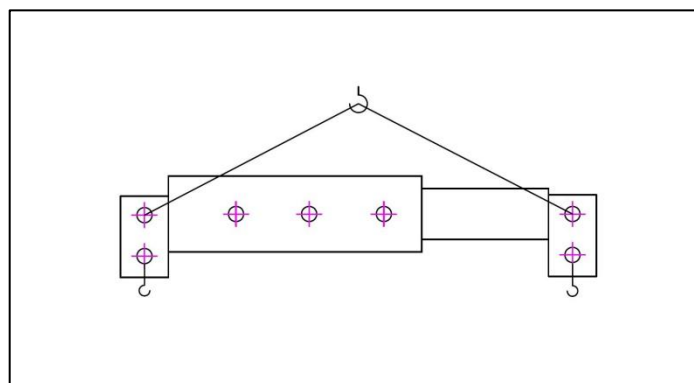


Obr. 2.2 Tříprofilové uspořádání zvedacího zařízení s uchycením na bočních plochách vnitřního profilu

Na obrázku 2.3 a 2.4 jsou zařízení obdobná zařízením na obrázcích 2.1 a 2.2, přičemž konstrukční řešení je na obrázcích 2.1, 2.3 a 2.2, 2.4 stejné. Liší se pouze od prvních dvou tím, že tři profily jsou zde nahrazeny jedním vnějším a jedním vnitřním.



Obr. 2.3 Dvouprofilové uspořádání zvedacího zařízení s uchycením na horní a spodní ploše profilů



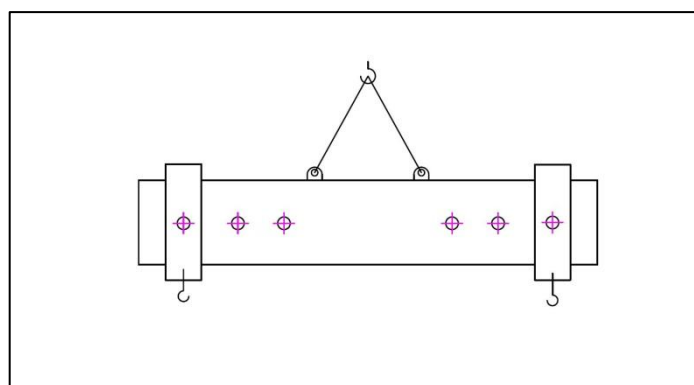
Obr. 2.4 Dvouprofilové uspořádání zvedacího zařízení s uchycením na bočních plochách profilů

Na obrázcích 2.5, 2.6 a 2.7 jsou zařízení, která jsou konstruována jako jednoprofilová.

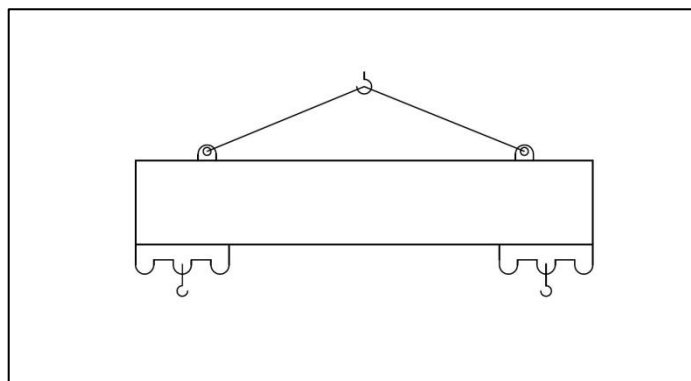
Zařízení na obrázku 2.5 je navrženo s objímkou, která se po profilu pohybuje ve vodorovném směru a tím je umožněno nastavení délky na zvedání. Při zvolení požadované délky, slouží čep také k zajištění pohybu objímky po profilu.

U zařízení na obrázku 2.6 jsou na spodní plochu profilu připevněny vhodně vytvarované plechy, ve kterých jsou vytvořeny otvory pro připevnění háků. Tyto háky se přemísťují v otvorech podle délky břemene, které se má přemístit.

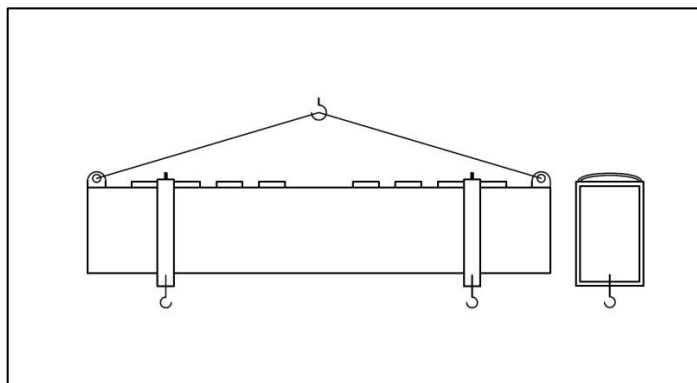
Na posledním obrázku 2.7 je zařízení konstruováno tak, že na horní plochu profilu jsou připevněné distanční plechy, které jsou od sebe vzdáleny o hodnotu, která odpovídá velikosti šířky jezdce, který se pomocí madla ručně přemísťuje do jednotlivých poloh mezi nimi. Tímto přemísťováním nastavujeme stavitelnou délku na zvedání břemene.



Obr. 2.5 Jednoprofilové zvedací zařízení s objímkami



Obr. 2.6 Jednoprofilové zvedací zařízení s měnitelnou polohou háků



Obr. 2.7 Jednoprofilové zvedací zařízení se stavitelnými jezdci

## 2.2 VÝBĚR POMOCÍ METODY VÁŽENÝCH HODNOT

V kapitole 2.1 jsou popsány a navrženy jednotlivé varianty, z kterých bude zvolena optimální varianta. Pro tento výběr je použita metoda vážených hodnot. Jako hodnotící kritéria, která ovlivňují výběr, jsou:

- dominantní namáhání tlakem (bodová váha parametru = 4)
- počet profilů zařízení (bodová váha parametru = 3)
- manipulace (bodová váha parametru = 2)
- skladovatelnost (bodová váha parametru = 1)

Tato kritéria jsou seřazena podle důležitosti a porovnána s jednotlivými variantami řešení z kapitoly 2.1. Aby se mohly jednotlivé návrhy řešení hodnotit, musí se ještě zvolit hodnocení, které se nachází v tabulce 2.1.

Tab. č. 2.1 Hodnocení metody vážených hodnot

Hodnocení	
3	dobré
2	neutrální
1	špatné

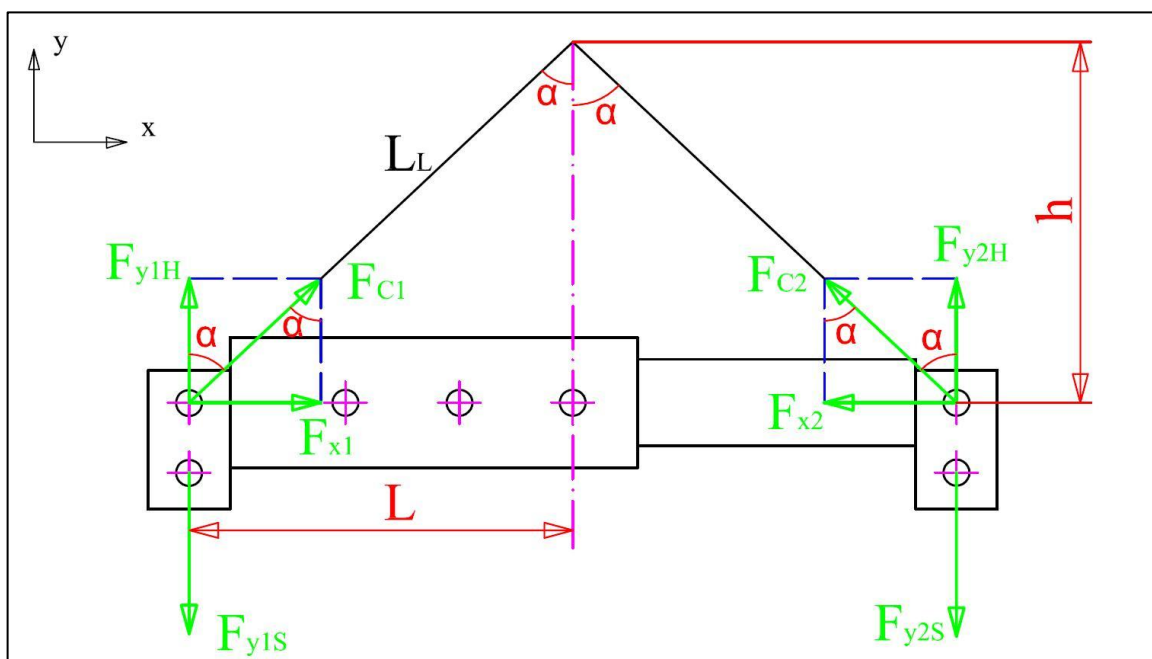
V tabulce 2.2 jsou už vyhodnocená kritéria jednotlivých variant řešení. Celkové hodnocení je dáno součtem jednotlivých sloupců.

Tab. č. 2.2 Vyhodnocení metodou vážených hodnot

Kritéria	Návrhy řešení						
	1	2	3	4	5	6	7
Dominantní_namáhání tlakem (4)	4·1	4·3	4·1	4·3	4·1	4·1	4·1
Počet profilů zařízení (3)	3·1	3·1	3·2	3·2	3·3	3·3	3·3
Manipulace (2)	2·1	2·1	2·2	2·2	2·1	2·1	2·3
Skladovatelnost (1)	1·2	1·2	1·3	1·3	1·1	1·1	1·1
<b>Celkové hodnocení</b>	11	19	17	<b>25</b>	16	16	20

Návrh řešení s největším celkovým hodnocením je nejlepší varianta z daných kritérii. Proto se dále budu zabývat již jen variantou 4. Ta je řešena dvěma profily, ke kterým jsou ke koncům profilů připevněny plechové úchyty.

## 2.3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY A VÝPOČTY



Obr. 2.8 Silové zatížení zvedacího zařízení

Vybrané zvedací zařízení je na obrázku 2.8, na kterém jsou naznačeny síly působící na něj. Jako reakce z vázacích prostředků bude v horních otvorech působit síla  $F_c$  a ve spodních otvorech síly  $F_{y1,2S}$ . Síla  $F_c$  je rozložena do os  $x$  a  $y$ . Z tohoto silového působení jsou odvozeny základní vztahy. Jako předpoklad je pro výpočet zavedeno, že hmotnost bude rozložena na oba vázací prostředky rovnoměrně. Potom svislé síly ve spodních a horních otvorech budou stejné, ale opačně orientované (rovnice 2.1, 2.2).

### Silová rovnováha v ose $x$

$$\sum F_x = 0 : F_{x1} - F_{x2} = 0 \quad [N] \quad (2.1)$$

$$F_{x1} = F_{x2} = F_x$$

kde:  $F_x$ ...vodorovná složka síly  $F_c$  v horním oku plechu

### Silová rovnováha v ose $y$

$$\sum F_y = 0 : F_{y1H} + F_{y2H} - F_{y1S} - F_{y2S} = 0 \quad [N] \quad (2.2)$$

$$F_{y1H} + F_{y2H} = F_{y1S} + F_{y2S}$$

$$F_{y1H} = F_{y2H} = F_{y1S} = F_{y2S} = F_y$$

kde:  $F_y$ ...svislá složka síly  $F_c$  v horním oku plechu a síla ve spodním oku

### Úhel mezi svislou osou a lanem

$$\sin \alpha = \frac{L}{L_L} \Rightarrow \alpha = \arcsin \frac{L}{L_L} \quad [^\circ] \quad (2.3)$$

kde:

$\alpha$ ...úhel mezi vázacím prostředkem a svislicí

$L$ ...vzdálenost mezi čepem a okem

$L_L$ ...délka vázacího prostředku

### Výška zavěšených lan

$$\cos \alpha = \frac{h}{L_L} \Rightarrow h = L_L \cdot \cos \alpha \quad [mm] \quad (2.4)$$

kde:  $h$ ...výška zavěšených vázacích prostředků

### Osová $x$ -ová složka síly (normálová síla)

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_x}{\frac{G}{2}} \Rightarrow F_x = \frac{G \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2} = \frac{m \cdot g \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2} \quad [N] \quad (2.5)$$

kde:

$G$ ...tíha břemene

*m...hmotnost břemene*

### **Osová y–ová složka síly**

$$F_y = \frac{G}{2} = \frac{m \cdot g}{2} \quad [\text{N}] \quad (2.6)$$

### **Výsledná síla v horním oku**

$$F_C = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad [\text{N}] \quad (2.7)$$

$$F_{C1} = F_{C2} = F_C$$

*kde:  $F_C$ ...celková síla působící v horním oku*

## **3. ZAŘÍZENÍ PRO NOSNOST 7 000 KG**

Aby bylo možné zkonstruovat toto zařízení, musí se upravit (zmenšit) stavitelné délky na zvedání břemene. Důvodem jsou plechové úchyty připevněné na obou koncích profilů. Ty zabraňují následnému zasunutí profilu za tento plechový úchyt a jejich délka je tak omezená.

U obou zařízení je při výpočtech použita konstrukční ocel S 235 s mezí kluzu  $R_e = 235 \text{ MPa}$ , dle [3, str. 36], která je použita ve výpočtech.

Jako vázací prostředek je zvolen řetězový úvazek v kombinaci s hákem a závěsným okem (dále už jen řetěz). U těchto zařízení je počítáno se dvěma délkami řetězů. Délky jsou voleny dle společnosti Bosch Rexroth.

Hmotnost zvedaného břemene  $m_l = 7\,000 \text{ kg}$

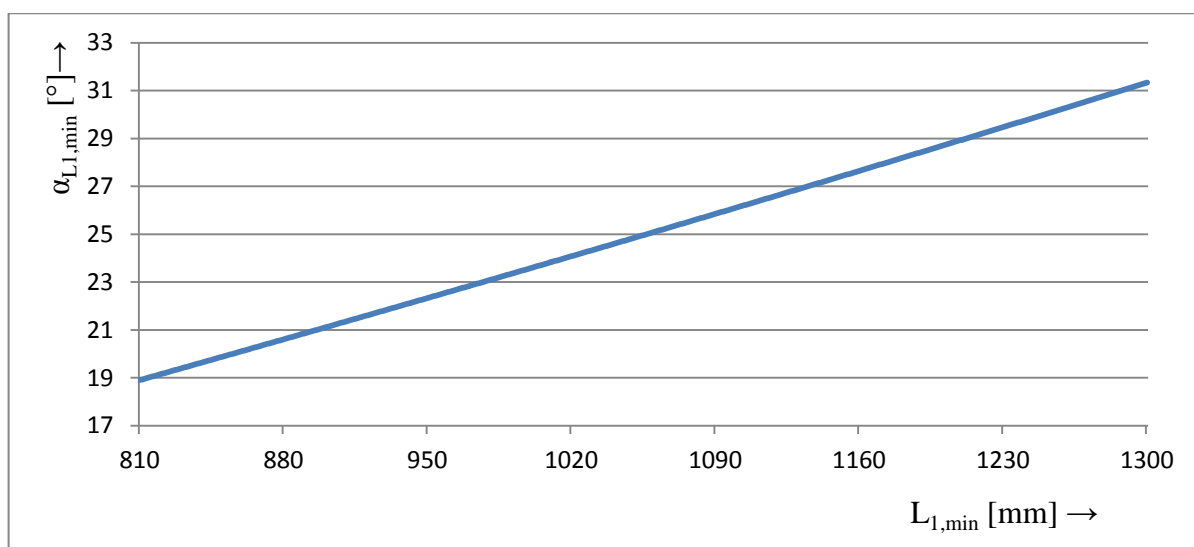
Minimální délka rozpěrného zařízení je  $L_{l,\min} = 1\,630 \text{ mm}$

Maximální délka rozpěrného zařízení je  $L_{l,\max} = 2\,600 \text{ mm}$

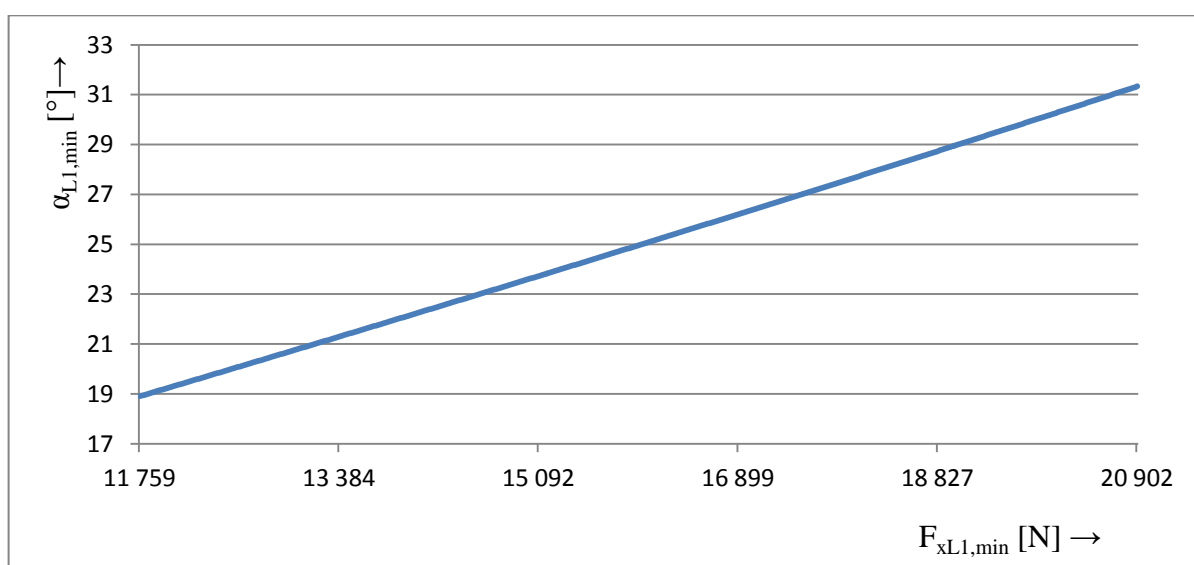
Délka kratšího řetězu je  $L_{L1,\min} = 2\,500 \text{ mm}$

Délka delšího řetězu je  $L_{L1,\max} = 3\,000 \text{ mm}$

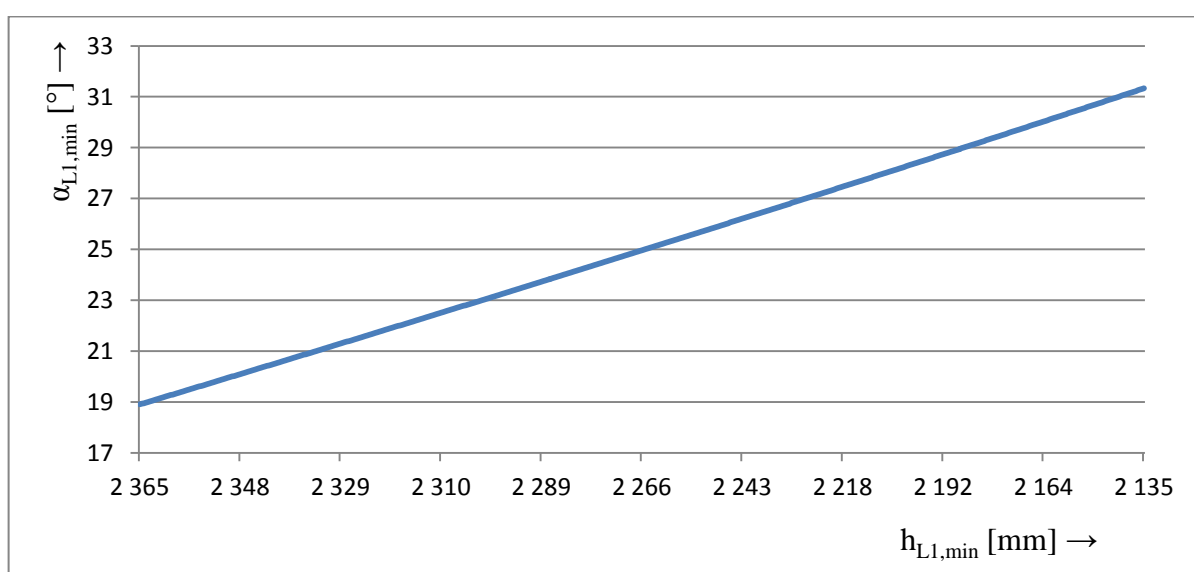
Úhel  $\alpha$  mezi svislou osou a lanem, výška zavěšených lan  $h$  a osová x-ová složka síly  $F_x$  jsou závislé na délce  $L$ , kde tyto parametry jsou naznačeny na obrázku 2.8. Délka  $L$  se mění podle aktuálního vysunutí nebo zasunutí profilů a na délce vázacího prostředku. Tyto závislosti jsou zaneseny do grafů.



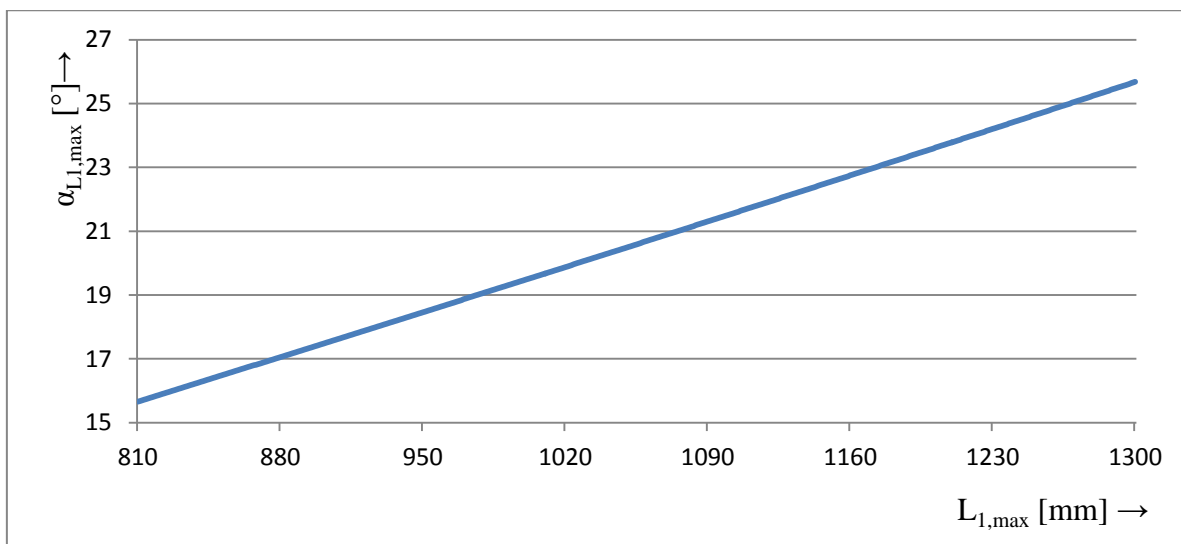
Obr. 3.1 Graf: Závislost délky  $L_{L1,min}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L1,min}$  a svislou osou  $\alpha_{L1,min}$



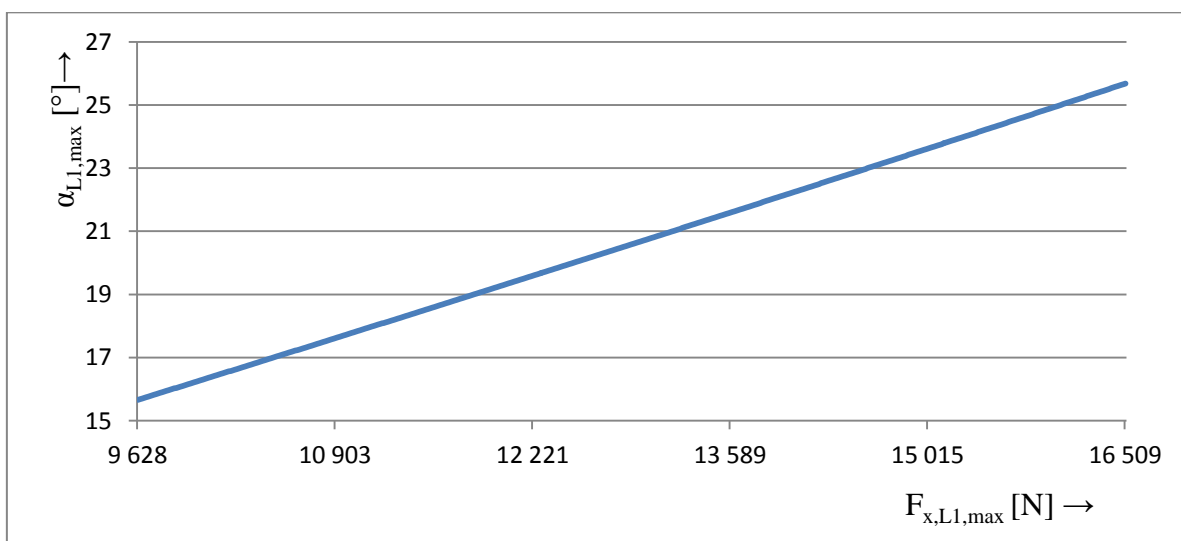
Obr. 3.2 Graf: Závislost x-ové složky síly  $F_{xL1,min}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L1,min}$  a svislou osou  $\alpha_{L1,min}$



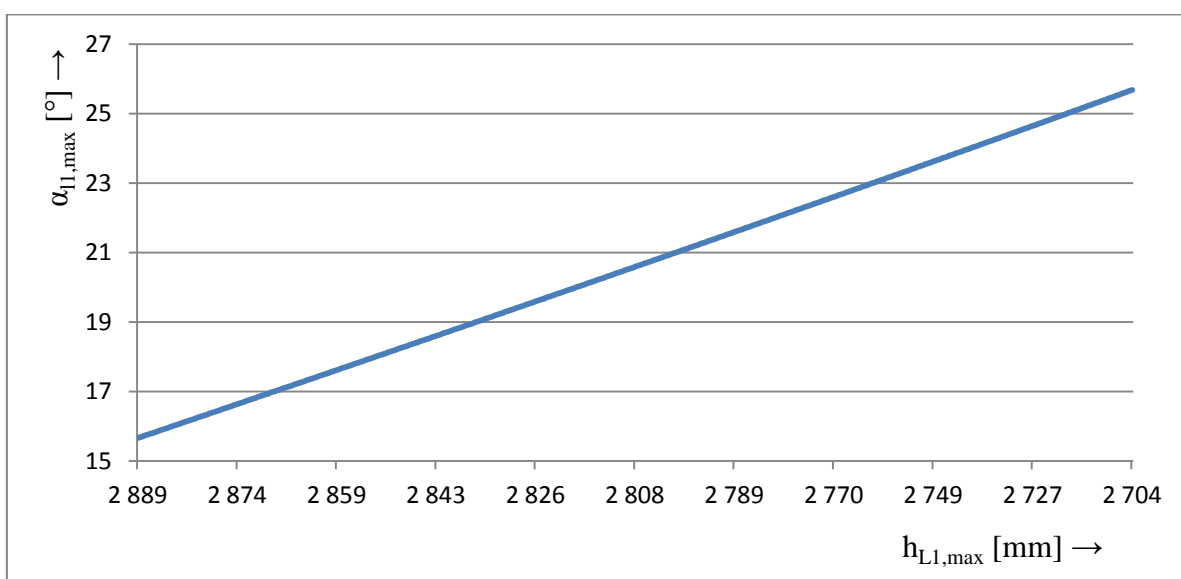
Obr. 3.3 Graf: Závislost výšky zavěšení lan  $h_{L1,min}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L1,in}$  a svislou osou  $\alpha_{L1,min}$



Obr. 3.4 Graf: Závislost délky  $L_{l,max}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{l,max}$  a svislou osou  $\alpha_{l,max}$



Obr. 3.5 Graf: Závislost x-ové složky síly  $F_{x,L1,max}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{l,max}$  a svislou osou  $\alpha_{l,max}$



Obr. 3.6 Graf: Závislost výšky zavěšení lan  $h_{L1,max}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{l,max}$  a svislou osou  $\alpha_{l,max}$



Z grafů lze odečíst:

1.) Maximální x-ová složka síly  $F_x$  (normálová síla) bude působit při:

-použití kratšího řetězu  $L_{L1,min}$

-vysunutí rozpěrného zařízení na maximální délku  $L_{1,max}$

2.) Maximální výška zavěšení řetězů bude při:

-použití delšího řetězu  $L_{L1,max}$

-minimální délce (nulové vysunutí) rozpěrného zařízení  $L_{1,min}$

3.) Maximální úhel mezi řetězem a svislou osou  $\alpha$  bude při:

- použití kratšího řetězu  $L_{L1,min}$

- vysunutí rozpěrného zařízení na maximální délku  $L_{1,max}$

**Maximální úhel mezi svislou osou a lanem** (rovnice 2.3)

$$\alpha_{1,max} = \arcsin \frac{L_{1,max}}{L_{L1,min}}$$

$$\alpha_{1,max} = \arcsin \frac{1\,300}{2\,500}$$

$$\alpha_{1,max} = \underline{\underline{31,33^\circ}}$$

kde:

$\alpha_{1,max}$ ...největší úhel mezi vázacím prostředkem a svislicí

$L_{1,max}$ ...největší vzdálenost mezi čepem a okem

$L_L$ ...delší vázací prostředku

**Maximální x-ová složka síly** (rovnice 2.5)

$$F_{x1,max} = \frac{m_1 \cdot g \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1,max}}{2}$$

$$F_{x,1max} = \frac{7\,000 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg} 31,33^\circ}{2}$$

$$F_{x1,max} = \underline{\underline{20\,900\,N}}$$

kde:  $F_{x1,max}$ ...maximální vodorovná složka síly v horním oku plechu

**Síla v ose y** (rovnice 2.6)

$$F_{y1} = \frac{m_1 \cdot g}{2}$$

$$F_{y1} = \frac{7\,000 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{y1} = \underline{\underline{34\,335\,N}}$$

### 3.1 VÝPOČET PROSTÉHO TLAKU

Při návrhu profilu pro toto zařízení je zaveden předpoklad, že při výpočtu bude uvažován prostý tlak vycházející z nejhorší možné varianty. Ta nastane, když zařízení bude vysunuto na možné maximum. Při této možnosti bude působit největší síla v ose x. Jako tvar profilu je zvolen obdélníkový jákl. Důvodem použití tohoto tvaru je, že společnost Bosch Rexroth požaduje na tomto zařízení vodící desky. Ty se připevní na vnitřní horní a spodní plochu vnějšího profilu a na vnější horní a spodní plochu vnitřního profilu. Obdélníkové profily umožní zasouvání a vysouvání s těmito deskami, při minimálních vzdálenostech mezi stěnami (stojinami) jáklů. To by například u čtvercových jáklů nebylo možné.

Dle normy [3, str. 21] musí tento typ splňovat dvě podmínky. Za prvé unést břemeno o hmotnosti dvojnásobné nosnosti, aniž by vznikly trvalé deformace po odlehčení. Za druhé unést břemeno o trojnásobku nosnosti, ale už při možném vzniku trvalých deformací, za podmínky, že se břemeno nesmí uvolnit a spadnout. Podle této normy volím pro výpočet bezpečnost  $k=3$ .

#### Napětí v tlaku

$$\sigma_d = \frac{F_d}{S_d} \leq \frac{f_y}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (3.1)$$

kde:

$\sigma_d$ ... napětí v tlaku

$F_d$ ... síla vyvolávající napětí v tlaku

$S_d$ ... plocha průřezu (tlak)

$f_y$ ... mez kluzu,  $f_y=235\text{MPa}$  dle [3, str. 36]

$k$ ... bezpečnost,  $k=3$  dle [3, str. 21]

#### Minimální plocha průřezu (vyjádřená z rovnice 3.1)

$$S_{1d,\min} \geq \frac{F_{x1,\max} \cdot k}{f_y} \quad [\text{mm}^2] \quad (3.2)$$

$$S_{1d,\min} \geq \frac{20\,900 \cdot 3}{235 \cdot 10^6}$$

$$S_{1d,\min} \geq 2,668 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = \underline{\underline{266,8 \text{ mm}^2}}$$

Z katalogu FERONA [8] volím profil o průřezu **50x30x2**

$$S_{1d} = 2,94 \text{ cm}^2 = 2,94 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$I_{1yd} = 9,54 \text{ cm}^4 = 9,54 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_{1zd} = 4,29 \text{ cm}^4 = 4,29 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

### 3.2 KONTROLA STABILITY ZAŘÍZENÍ NA VZPĚRNÝ TLAK

Kontrola stability zařízení je provedena pro tlačené pruty stálého průřezu dle [1, str. 55-57]. Při výpočtu je prut uvažován jako prostý nosník. Vzdálenost jeho podpor bude odpovídat maximálnímu vysunutí – vzdálenost mezi závěsnými oky. Druhá délka je vzdálenost mezi čepem a jedním závěsným okem – délka L na obrázku 2.8. Pro tyto dvě délky je provedena kontrola stability. Volena je třída průřezu číslo 3, dle [1, str. 42].

**Podmínka stability** dle [1, str. 55]

$$\frac{F_{x1,max} \cdot k}{N_{b,rd}} \leq 1 \quad [-] \quad (3.3)$$

**Vzpěrná únosnost plochy pro průřezy třídy 1,2 a 3** dle [1, str. 55]

$$N_{b,rd} = \frac{\kappa \cdot S_{1d} \cdot f_y}{\gamma_{M1}} \quad [N] \quad (3.4)$$

kde:  $\gamma_{M1}$ ...součinitel spolehlivosti,  $\gamma_{M1}=1$  dle [1, str. 46]

**Musí platit podmínka** dle [1, str. 55]

$$\kappa \leq 1 \quad [-] \quad (3.5)$$

#### Kontrola stability pro délku 2 600 mm

**Kritická síla**

$$F_{kr1(2600)} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{1zd}}{l_{o1}^2} \quad [N] \quad (3.6)$$

$$F_{kr1(2600)} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,29 \cdot 10^{-8}}{2,6^2}$$

$$F_{kr1(2600)} = \underline{\underline{13\,153\,N}}$$

kde:

$E$ ...modul pružnosti v tlaku (tahu),  $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

$l_{o1}$ ...redukovaná délka

**Poměrná štíhlost** dle [1, str. 56]

$$\bar{\lambda}_{1(2600)} = \sqrt{\frac{S_{1d} \cdot f_y}{F_{kr1(2600)}}} \quad [-] \quad (3.7)$$

$$\bar{\lambda}_{1(2600)} = \sqrt{\frac{2,94 \cdot 10^{-4} \cdot 235 \cdot 10^6}{13\,153}}$$

$$\bar{\lambda}_{1(2600)} = \underline{\underline{2,29}}$$

**Konstanta  $\Phi$**  dle [1, str. 55]

$$\Phi_{1(2600)} = \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \alpha \cdot (\bar{\lambda}_{1(2600)} - 0,2) + \bar{\lambda}_{1(2600)}^2 \right] \quad [-] \quad (3.8)$$

$$\Phi_{1(2600)} = \frac{1}{2} \cdot [1 + 0,21 \cdot (2,29 - 0,2) + 2,29^2]$$

$$\Phi_{1(2600)} = \underline{\underline{3,34}}$$

kde:  $\alpha$ ...součinitel imperfekce,  $\alpha=0,21$  dle [1, str. 56]

**Součinitel vzpěrnosti** dle [1, str. 55]

$$\kappa_{1(2600)} = \frac{1}{\Phi_{1(2600)} + \sqrt{\Phi_{1(2600)}^2 - \bar{\lambda}_{1(2600)}^2}} \quad [-] \quad (3.9)$$

$$\kappa_{1(2600)} = \frac{1}{3,34 + \sqrt{3,34^2 - 2,29^2}}$$

$$\kappa_{1(2600)} = \underline{\underline{0,17}}$$

**Musí platit podmínka** (rovnice 3.5)

$$\underline{\underline{0,17 \leq 1}} \quad \dots \text{podmínka vyhovuje}$$

**Vzpěrná únosnost plochy** (rovnice 3.4)

$$N_{b,rd1} = \frac{\kappa_{1(2600)} \cdot S_{1d} \cdot f_y}{\gamma_{M1}}$$

$$N_{b,rd1} = \frac{0,17 \cdot 2,94 \cdot 10^{-4} \cdot 235 \cdot 10^6}{1}$$

$$N_{b,rd1} = \underline{\underline{11\,950\,N}}$$

**Musí platit podmínka stability** (rovnice 3.3)

$$\frac{3 \cdot 20\,900}{11\,950} \leq 1$$

$$5,25 \leq 1 \quad \dots \text{podmínka nevyhovuje}$$

Do rovnice 3.3 je dosazena vzpěrná únosnost plochy (rovnice 3.4), ze které je vyjádřena minimální plocha, při které je splněna podmínka stability.

$$\frac{k \cdot F_{x1,max}}{\kappa_{1(2600)} \cdot S_{1s,min} \cdot f_y} \leq 1$$

$$S_{1s,min} \geq \frac{\gamma_{M1} \cdot k \cdot F_{x1,max}}{\kappa_1 \cdot f_y} \quad [\text{mm}^2] \quad (3.10)$$

$$S_{1s,min} \geq \frac{1 \cdot 3 \cdot 20\,900}{0,17 \cdot 235 \cdot 10^6}$$

$$S_{1s,min} \geq 1,569 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = \underline{\underline{1\,569 \text{ mm}^2}}$$

kde:  $S_{1s,min}$ ...minimální plocha splňující podmínku stability

Pro kontrolu je proveden přepočet rovnic 3.4 a 3.3

$$N_{b,rd1} = \frac{0,17 \cdot 1,569 \cdot 10^{-3} \cdot 235 \cdot 10^6}{1}$$

$$N_{b,rd1} = \underline{\underline{62\,700 \text{ N}}}$$

$$\frac{3 \cdot 20\,900}{62\,710} \leq 1$$

$$\underline{\underline{1 \leq 1 \quad \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

## Kontrola stability pro délku 1 300 mm

**Kritická síla** (rovnice 3.6)

$$F_{kr1(1300)} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,29 \cdot 10^{-8}}{1,3^2}$$

$$F_{kr1(1300)} = \underline{\underline{52\,610 \text{ N}}}$$

**Poměrná štíhlost** (rovnice 3.7)

$$\bar{\lambda}_{1(1300)} = \sqrt{\frac{2,94 \cdot 10^{-4} \cdot 235 \cdot 10^6}{52\,610}}$$

$$\bar{\lambda}_{1(1300)} = \underline{\underline{1,146}}$$

**Konstanta  $\Phi$**  (rovnice 3.8)

$$\Phi_{1(1300)} = \frac{1}{2} \cdot [1 + 0,21 \cdot (1,146 - 0,2) + 1,146^2]$$

$$\Phi_{1(1300)} = \underline{\underline{1,256}}$$

**Součinitel vzpěrnosti** (rovnice 3.9)

$$\kappa_{1(1300)} = \frac{1}{1,256 + \sqrt{1,256^2 - 1,146^2}}$$

$$\kappa_{1(1300)} = \underline{\underline{0,565}}$$

**Musí platit podmínka** (rovnice 3.5)

$$\underline{\underline{0,565 \leq 1 \quad \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

**Vzpěrná únosnost plochy** (rovnice 3.4)

$$N_{b,rd1} = \frac{0,565 \cdot 2,94 \cdot 10^{-4} \cdot 235 \cdot 10^6}{1}$$

$$N_{b,rd1} = \underline{\underline{39\,036\,N}}$$

**Musí platit podmínka stability** (rovnice 3.3)

$$\frac{3 \cdot 20\,900}{39\,036} \leq 1$$

$$1,606 \leq 1 \quad \dots \text{podmínka nevyhovuje}$$

Z rovnice 3.10 znovu vypočítám minimální plochu průřezu

$$S_{1s,min} \geq \frac{1 \cdot 62\,700}{0,565 \cdot 235 \cdot 10^6}$$

$$S_{1s,min} \geq 4,723 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = \underline{\underline{472,3 \text{ mm}^2}}$$

Pro kontrolu provedeme přepočítání rovnic 3.3 a 3.4

$$N_{b,rd1} = \frac{0,565 \cdot 4,723 \cdot 10^{-4} \cdot 235 \cdot 10^6}{1}$$

$$N_{b,rd1} = \underline{\underline{62\,700\,N}}$$

$$\frac{3 \cdot 20\,900}{62\,700} \leq 1$$

$$\underline{\underline{1 \leq 1 \quad \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

Zvolený profil bude mít plochu průřezu o velikosti, která odpovídá minimální ploše splňující podmínku stability u prutu, mající vzdálenost podpor 2 600 mm.

Z katalogu FERONA [8] volím profil o průřezu **100x80x6**

$$S_{1m} = 19,2 \text{ cm}^2 = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I_{y1m} = 258 \text{ cm}^4 = 2,58 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{lzm} = 182 \text{ cm}^4 = 1,82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Ten doplním profilem o průřezu **140x100x6**

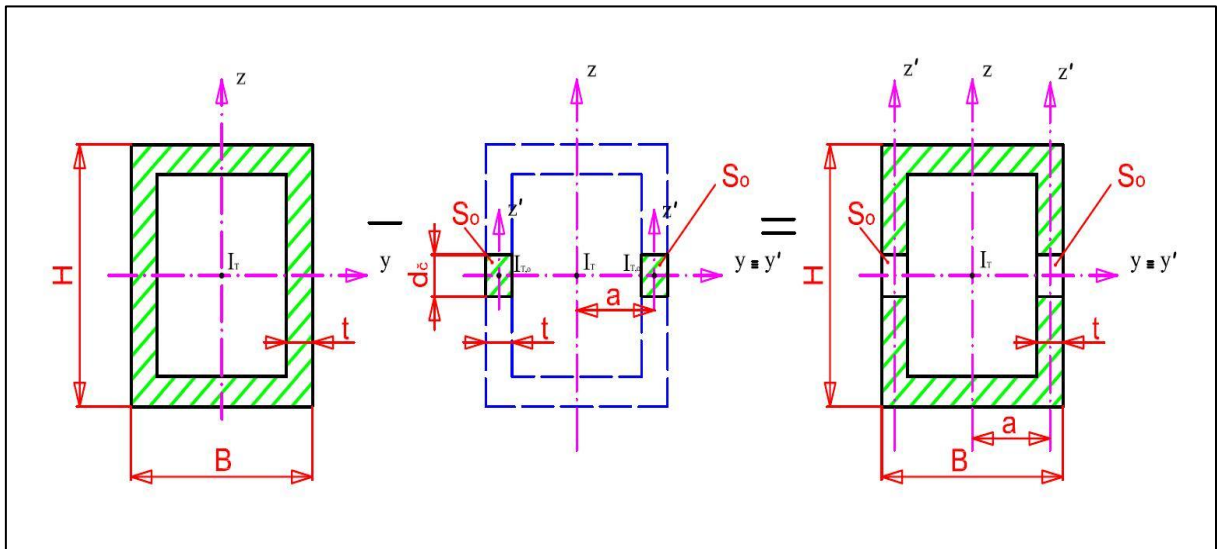
$$S_{1v} = 26,43 \text{ cm}^2 = 2,643 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I_{I_{yv}} = 704,81 \text{ cm}^4 = 7,0481 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{I_{zv}} = 417,65 \text{ cm}^4 = 4,1765 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

### 3.2.1 KONTROLA STABILITY VZPĚRNÉHO TLAKU VĚTŠÍHO OSLABENÉHO PRŮŘEZU

V této kapitole je provedena kontrola stability většího oslabeného průřezu dle [1, str. 47]. Od plochy plného profilu je odečtena plocha děr. U takto oslabeného průřezu se přepočítají kvadratické momenty průřezu k těžišti. To je naznačeno na obrázku 3.7. Průměr čepu je  $d_{\xi 1} = 25 \text{ mm}$ . Tato hodnota je převzatá z kapitoly 3.4.1.



Obr. 3.7 Výpočet kvadratického momentu průřezu oslabeného průřezu

#### Plocha oslabeného průřezu

$$S_{10} = S_{1v} - 2 \cdot (t_{1v} \cdot d_{\xi 1}) \quad [\text{mm}^2] \quad (3.11)$$

$$S_{10} = 2,643 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot (0,006 \cdot 0,025)$$

$$S_{10} = 2,343 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = \underline{\underline{2\,343 \text{ mm}^2}}$$

kde:

$S_{10}$ ...průřez oslabené plochy

$S_{1v}$ ...průřez plochy vnějšího profilu

$t_{1v}$ ...tloušťka stěny vnějšího profilu

$d_{\xi 1}$ ...průměr čepu,  $d_{\xi 1} = 25 \text{ mm}$  dle rovnice 3.29

Kvadratické momenty průřezu k jednotlivým osám přepočítám pomocí Steinerovy věty.

#### Steinerova věta

$$I_{y,z}^C = I_{y,z}^T + S_o \cdot a^2 \quad [\text{mm}^4] \quad (3.12)$$

kde:

$I_{y,z}^C$ ...celkový kvadratický moment průřezu počítaný k těžišti

$I_{y,z}^T$ ...kvadratický moment průřezu počítaný k těžišti

*a...vzdálenost mezi středy těžišť*

**Kvadratický moment průřezu oslabující profil k ose y**

$$I_{y1}^{T,o} = 2 \cdot \frac{t_{1v} \cdot d_{\xi 1}^3}{12}$$

$$I_{y1}^{T,o} = 2 \cdot \frac{0,006 \cdot 0,025^3}{12}$$

$$I_{y1}^{T,o} = 1,5625 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 = \underline{\underline{15\,625 \text{ mm}^4}}$$

**Kvadratický moment průřezu oslabující profil k ose z (rovnice 3.12)**

$$I_{z1}^{T,o} = 2 \cdot \left( \frac{d_{\xi 1} \cdot t_{1v}^3}{12} + S_{o1} \cdot a_1^2 \right)$$

$$I_{z1}^{T,o} = 2 \cdot \left[ \frac{0,025 \cdot 0,006^3}{12} + (0,006 \cdot 0,025) \cdot \left( \frac{0,1}{2} - \frac{0,006}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_{z1}^{T,o} = 3,318 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4 = \underline{\underline{331\,800 \text{ mm}^4}}$$

**Celkový kvadratický moment průřezu k ose y**

$$I_{y1}^C = I_{1yv} - I_{y1}^{T,o} \quad [\text{mm}^4] \quad (3.13)$$

$$I_{y1}^C = 7,0481 \cdot 10^{-6} - 1,5625 \cdot 10^{-8}$$

$$I_{y1}^C = 7,0324 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 = \underline{\underline{7\,032\,475 \text{ mm}^4}}$$

**Kvadratický moment průřezu k ose z (rovnice 3.13)**

$$I_{z1}^C = I_{1zv}^T - I_{z1}^{T,o}$$

$$I_{z1}^C = 4,1765 \cdot 10^{-6} - 3,318 \cdot 10^{-7}$$

$$I_{z1}^C = 3,8447 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 = \underline{\underline{3\,844\,700 \text{ mm}^4}}$$

**Kritická síla (rovnice 3.6)**

$$F_{kr1} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,8447 \cdot 10^{-6}}{2,6^2}$$

$$F_{kr1} = \underline{\underline{1\,178\,786 \text{ N}}}$$

**Poměrná štíhlost (rovnice 3.7)**

$$\bar{\lambda}_1 = \sqrt{\frac{2,343 \cdot 10^{-3} \cdot 235 \cdot 10^6}{1\,178\,786}}$$

$$\bar{\lambda}_1 = \underline{\underline{0,683}}$$



**Konstanta  $\Phi$**  (rovnice 3.8)

$$\Phi_1 = \frac{1}{2} \cdot [1 + 0,21 \cdot (0,683 - 0,2) + 0,683^2]$$

$$\Phi_1 = \underline{\underline{0,763}}$$

**Součinitel vzpěrnosti** (rovnice 3.9)

$$\kappa_1 = \frac{1}{0,763 + \sqrt{0,763^2 - 0,656^2}}$$

$$\kappa_1 = \underline{\underline{0,784}}$$

**Musí platit podmínka** (rovnice 3.5)

$$0,784 \leq 1 \quad \dots \quad \underline{\underline{\text{podmínka vyhovuje}}}$$

**Vzpěrná únosnost plochy** (rovnice 3.4)

$$N_{b,rd1} = \frac{0,784 \cdot 2,343 \cdot 10^{-3} \cdot 235 \cdot 10^6}{1}$$

$$N_{b,rd1} = \underline{\underline{431\,674\,N}}$$

**Musí platit podmínka stability** (rovnice 3.3)

$$\frac{3 \cdot 20\,900}{431\,674} \leq 1$$

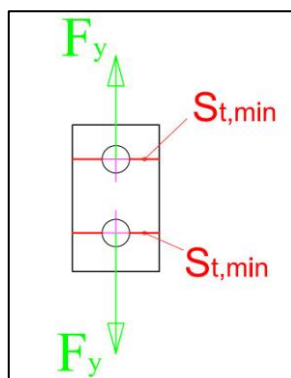
$$0,145 \leq 1 \quad \dots \quad \underline{\underline{\text{podmínka vyhovuje}}}$$

### 3.3 NÁVRH PLECHU ÚCHYTU

Plechové úchyty (dále jen plechy) u tohoto zařízení slouží ke spojení s jeřábovým hákem a břemenem. Jsou svařeny s profily (jäckly), ve kterých se vytvoří výřezy. Plech se do nich vloží a následně svaří dohromady. Do plechu se vyvrtají díry (jejich velikost odpovídá průměru vložené trubky, do které se uloží čep třmenu – rozměr  $d_2$  na obrázku 3.13). Středů těchto děr leží na svislé ose. Návrh této součásti je rozdělen do několika kroků.

#### 3.3.1 MINIMÁLNÍ PRŮŘEZ PLECHU ÚCHYTU

Při výpočtu plechu v této kapitole je zavedeno zjednodušení, že tato součást je namáhána pouze tahovým napětím (od sil  $F_y$ ), z kterého je vyjádřena minimální plocha průřezu plechu. Tento průřez a zatížení jsou naznačeny na obrázku 3.8.



Obr. 3.8 Místo minimálního průřezu plochy při zatížení tahovým napětím

### Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S_t} \leq \frac{f_y}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (3.14)$$

kde:

$\sigma_t$ ...napětí v tahu

$F_t$ ...síla vyvolávající napětí v tahu

$S_t$ ...plocha průřezu (tah)

**Minimální plocha průřezu** (vyjádřená z rovnice 3.14)

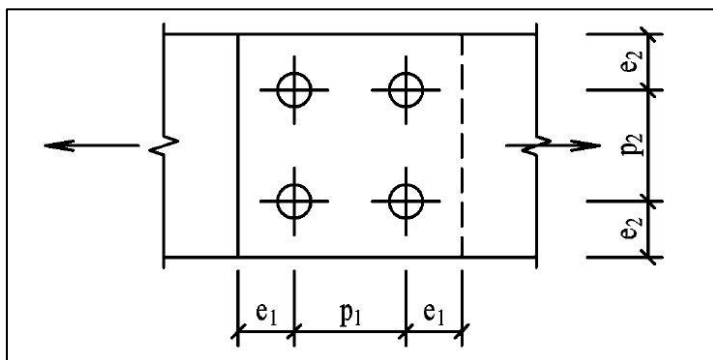
$$S_{1t} \geq \frac{F_y \cdot k}{f_y} \quad [\text{mm}^2] \quad (3.15)$$

$$S_{1t} \geq \frac{34\,335 \cdot 3}{235 \cdot 10^6}$$

$$S_{1t} \geq 4,383 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = \underline{\underline{438,3 \text{ mm}^2}}$$

### 3.3.2 ROZTEČ DĚR V PLECHU ÚCHYTU

Rozteč děr a vzdálenost mezi středem díry a okrajem plechu jsou voleny podle roztečí děr pro šrouby dle [7, str. 3]. Tyto hodnoty jsou určeny z tabulky 3.1.



Tab. č. 3.1 Rozteče děr [7]

	minimální	doporučené
$e_1$	$1,2 d_0$	$2,0 d_0$
$p_1$	$2,2 d_0$	$3,5 d_0$
$e_2$	$1,2 d_0$	$1,5 d_0$
$p_2$	$2,4 d_0$	$3,0 d_0$

Obr. 3.9 Označení roztečí [7]

**Rozteč děr** dle [7, str. 3]

$$p_1 = 3,5 \cdot d_{\zeta 1} \quad [\text{mm}] \quad (3.16)$$

$$p_1 = 3,5 \cdot 0,032$$

$$p_1 = 0,112 \text{ m} = \underline{112 \text{ mm}} \dots \text{volím } 100 \text{ mm}$$

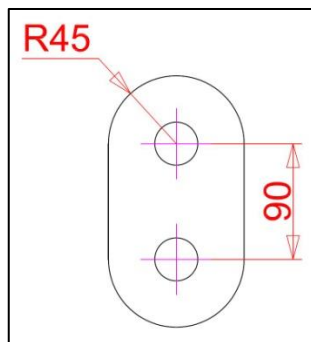
**Vzdálenost od středu díry ke kraji plechu** dle [7, str. 3]

$$e_1 = 2 \cdot d_{\zeta 1} \quad [\text{mm}] \quad (3.17)$$

$$e_1 = 2 \cdot 0,032$$

$$e_1 = 0,064 \text{ m} = \underline{64 \text{ mm}} \text{ volím } 60 \text{ mm}$$

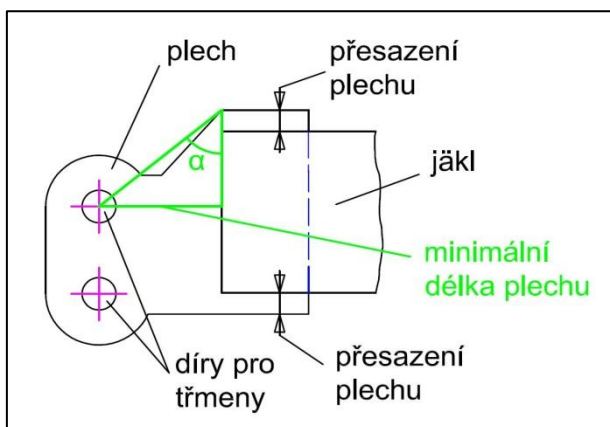
Plech z kapitoly 3.3.1 je upraven podle rovnic 3.16 a 3.17. Plocha nad horní a pod spodní dírou je zaoblena. Velikost tohoto zaoblení odpovídá vzdálenosti od středu díry ke kraji plechu. Důvodem je, aby nedošlo ke kontaktu plechu se zavěšeným hákem ve třmenu. Takto upravený plech je naznačen na obrázku 3.10. Provedení kontroly zavěšení háku do třmenu je v kapitole 3.10.1.



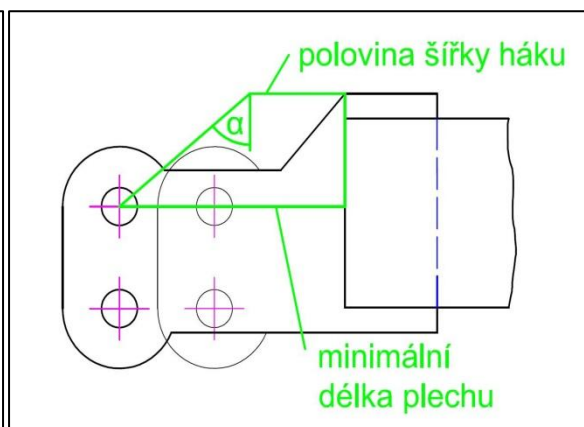
Obr. 3.10 Upravený tvar plechu

### 3.3.3 MINIMÁLNÍ DÉLKA PLECHU ÚCHYTU

Při zavěšení zvedacího zařízení na jeřábový hák jsou řetězy skloněny o úhel  $\alpha$  od svislé osy. Tento úhel způsobuje, že může dojít k dalšímu kontaktu, tentokrát řetězu a jáklu. Aby se tomuto kontaktu zabránilo, navrhne se plech tak, aby jeho délka byla natolik dlouhá, že se řetěz jáklu nedotkne (obrázek 3.11). Při výpočtu je znovu zaveden předpoklad, že se uvažuje největší vysunutí zařízení, při kterém je největší úhel  $\alpha$  mezi řetězem a svislou osou. Dalším předpokladem je, že dříve dojde ke kontaktu s větším profilem a proto se bude pro výpočet uvažovat jeho větší výška. Dále ovlivní tuto minimální délku ještě přesazení plechu nad jáklem (kvůli svaření), průměr třmenu (kóta  $d_1$  na obrázku 3.13), do kterého se zavěsí hák a šířka háku. Větší minimální délka plechu na obrázku 3.12 je způsobena zvětšením o hodnotu poloviny šířky háku, který je zvolený v kapitole 3.10.2. Dále není uvažováno, že plech je pouze připevněn k boční straně jáklu. Jeho délka je zvětšena o část, která se vloží do výřezu v profilu a svaří se s ním. U spodní díry, ve které se také nachází třmen, směřuje zavěšený řetěz svisle dolů a situace jako v horním třmenu nenastane.



Obr. 3.11 Minimální délka plechu, při které nedojde ke kontaktu plechu a řetězu



Obr. 3.12 Minimální délka plechu, při které nedojde ke kontaktu řetězového háku a plechu

$$\operatorname{tg} \alpha_{1,\max} = \frac{L_{p1,\min}}{\frac{H_{1v}}{2} + v_{p1} + \frac{d_{t1}}{2}} \quad [-] \quad (3.18)$$

kde:

$L_{p1,\min}$ ...minimální délka plechu

$H_{1v}$ ...výška vnějšího profilu

$v_{p1}$ ...přesazení plechu

$d_{t1}$ ...kóta  $d_1$  na obrázku 3.6

Z rovnice 3.18 vyjádříme minimální délku plechu, kterou zvětším o polovinu šířky háku.

### Minimální délka plechu

$$L_{p1,\min} = \left[ \left( \frac{H_{1v}}{2} + v_{p1} + \frac{d_{t1}}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1,\max} \right] + \frac{b_{H1}}{2} \quad [\text{mm}] \quad (3.19)$$

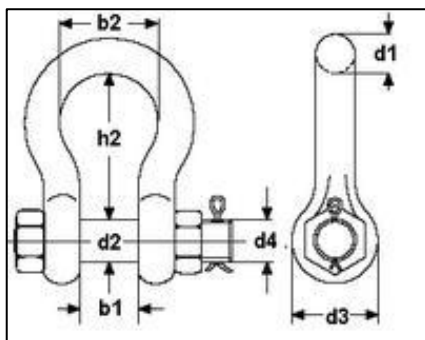
$$L_{p1,\min} = \left[ \left( \frac{0,14}{2} + 0,01 + \frac{0,029}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} 31,3^\circ \right] + 0,054$$

$$L_{p1,\min} = \underline{\underline{0,112 \text{ m}}} = 116 \text{ mm}, \text{ volím } 120 \text{ mm}$$

kde:  $b_{H1}$ ...šířka háku řetězového úvazku,  $b_{H1}=108 \text{ mm}$  dle obrázku 3.29[5]

### 3.3.4 KONTROLA OTLAČENÍ

Do plechu se vyvrtají dva otvory, do kterých se vloží a přivaří tlustostěnné trubky. Jejich délka je rovna délce čepu třmenu (rozměr  $b_1$  na obrázku 3.13). Při této úpravě je pak možné použít menší tloušťku plechu, která vyjde z kontroly na otláčení – se zvětšujícím se průměrem otvoru se zmenšuje tloušťka otláčované plochy – plechu.  $p_{DOV}$  je voleno 90 MPa dle [4, str. 378].



Obr. 3.13 Základní rozměry tzv. omega třmenu [5]

### Otlačení

$$p_{ot} = \frac{k \cdot F_{ot}}{n_{ot} \cdot S_{ot}} = \frac{k \cdot F_{ot}}{n_{ot} \cdot d_{ot} \cdot h_{ot}} \leq p_{DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (3.20)$$

kde:

$p_{ot}$ ...otlačení

$F_{ot}$ ...síla vyvolávající otlačení

$n_{ot}$ ...počet ploch, u kterých dochází k otlačení

$d_{ot}$ ...průměr otlačené plochy

$h_{ot}$ ...délka otlačené plochy

$p_{DOV}$ ...přípustné napětí při otlačení,  $p_{DOV}=90 \text{ MPa}$  dle [4, str. 378]

### Výsledná síla v horním oku (rovnice 2.7)

$$F_{C1} = \sqrt{20\,900^2 + 34\,335^2}$$

$$F_{C1} = \underline{\underline{40\,196 \text{ N}}}$$

### Minimální tloušťka plechu (vyjádřená z rovnice 3.20)

$$h_{p1,min} \geq \frac{k \cdot F_C}{n_o \cdot d_{tp1v} \cdot p_{DOV}} \quad [\text{mm}] \quad (3.21)$$

$$h_{p1,min} \geq \frac{2 \cdot 40\,196}{1 \cdot 0,045 \cdot 90 \cdot 10^6}$$

$$h_{p1,min} \geq \underline{\underline{0,0198 \text{ m}}} = 19,8 \text{ mm} \dots \text{voleno } 20 \text{ mm}$$

### 3.3.5 NÁVRH SVARŮ

Aby únosnost koutového svaru vyhovovala, musí platit, dle [3, str. 36] :

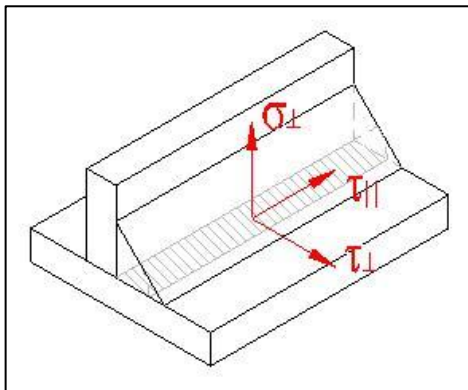
$$\left( \frac{\gamma \cdot \tau_{\parallel}}{\alpha_s \cdot f_y} \right)^2 \leq 1 \quad [-] \quad (3.22)$$

kde:

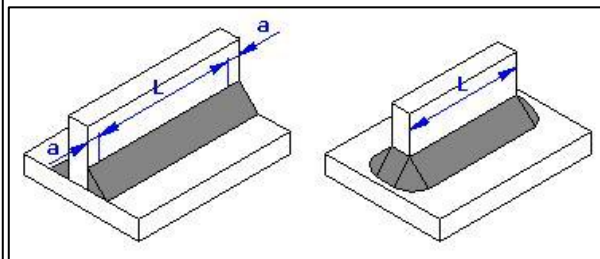
$\gamma$ ...součinitel,  $\gamma=1,1$  dle [3, str. 36]

$\alpha_s$ ...součinitel,  $\alpha_s = \frac{1}{\sqrt{3}}$  dle [3, str. 37]

$\tau_\diamond$ ...smykové napětí rovnoběžné s osou svaru



Obr. 3.14 Zatížení svaru [6]



Obr. 3.15 Nosná délka svaru

Plech je spojený s profilem koutovým svarem na horní a spodní ploše. Délka nosných svarů je ovlivněna, zda je svar vytvořený po celém obvodu spojovaných částí, nebo pouze po stranách, jak je naznačeno na obrázku 3.15. Smyková síla  $F_{\tau\diamond}$  ( $F_x$ ) vyvolává napětí ve svaru  $\tau_\diamond$ , které je naznačeno na obrázku 3.14. Normálové napětí kolmé k rovině svaru ( $\sigma_\perp$  na obrázku 3.14) zde nebude působit. Síly, které by toto napětí způsobily, se vyruší (síly  $F_y$ ). Návrh svaru je proveden dle [3,6,9].

### Účinný rozměr svaru

$$a_{1,\max} = 1,1 \cdot t_{1\min} \quad [\text{mm}] \quad (3.23)$$

$$a_{1,\max} = 1,1 \cdot 0,006$$

$$a_{1,\max} = 0,0066 \text{ m} = \underline{\underline{6,6 \text{ mm}}}$$

Velikost účinného svaru volen dle tabulky 3.2,  $a_1 = 4 \text{ mm}$ .

kde:  $t_{1,\min}$ ...menší tloušťka ze spojovaných součástí

Tab. 3.2 Nejmenší účinný rozměr [9]

$t_{\max}$ (mm)	$a_{\min}$ (mm)
do 10	3
11 až 20	4
21 až 30	5
31 a více	6

### Nosná plocha průřezu svaru

$$A_{w1} = 2 \cdot a_1 \cdot (L_{1s} - a_1) \quad [\text{mm}^2] \quad (3.24)$$

kde:  $L_{1s}$ ...délka nosného svaru

### Síla vyvolávající smykové napětí $F_{\tau\diamond}$ ve svaru

$$F_{\tau_{\parallel 1}} = k \cdot F_{x1,\max} \quad [\text{N}] \quad (3.25)$$

$$F_{\tau_{\parallel 1}} = 3 \cdot 20\,900$$

$$F_{\tau_{\parallel 1}} = \underline{\underline{62\,700 \text{ N}}}$$

### Smykové napětí rovnoběžné s osou svaru

$$\tau_{\parallel 1} = \frac{F_{\tau_{\parallel}}}{2 \cdot A_w} = \frac{k \cdot F_{x1, \max}}{2 \cdot 2 \cdot a_1 \cdot (L_{1s} - a_1)} \quad [\text{MPa}] \quad (3.26)$$

Do rovnice podmínky 3.22 dosadím rovnici 3.26 a vyjádřím z ní minimální délku svaru.

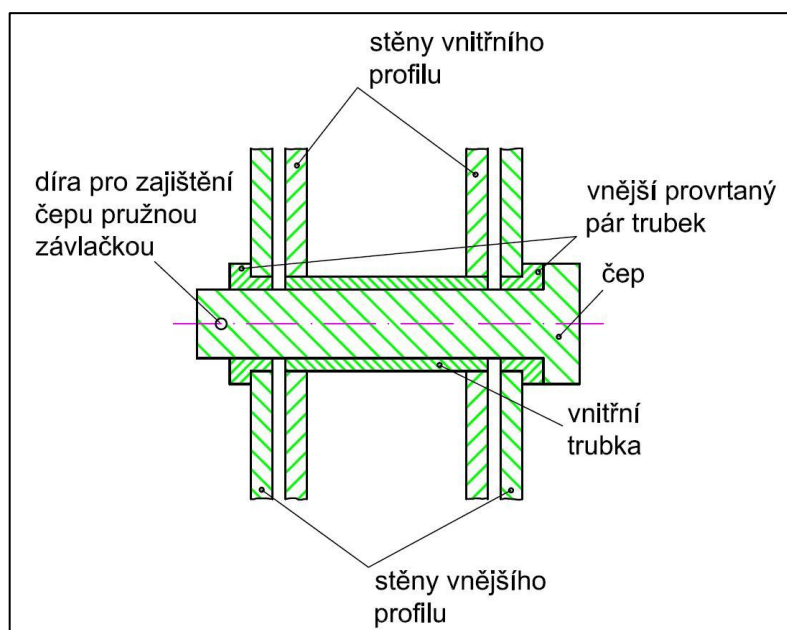
**Minimální délka svaru** (vyjádřeno z rovnice 3.17)

$$L_{1s, \min} = \frac{\frac{\gamma \cdot k \cdot F_{x1, \max}}{\alpha_s \cdot f_y} + 4 \cdot a_1^2}{4 \cdot a} \quad [\text{mm}] \quad (3.27)$$
$$L_{1s, \min} = \frac{\frac{1,1 \cdot 3 \cdot 20900}{\frac{1}{\sqrt{3}} \cdot 235 \cdot 10^6} + 4 \cdot 0,004^2}{4 \cdot 0,004}$$
$$L_{1s, \min} = 0,036 \text{ m} = \underline{\underline{36 \text{ mm}}}$$

Jako nosnou délku jednoho svaru volím  $50 \text{ mm} - a_1 (4\text{mm}) = 46\text{mm}$ , dle obrázku 3.9.

## 3.4 NÁVRH ČEPU

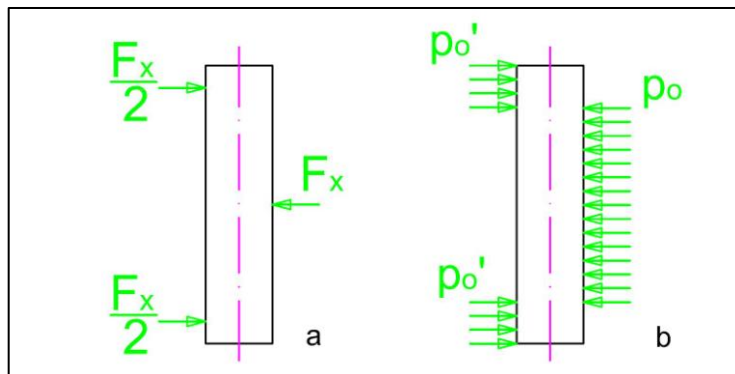
Nejdůležitější součástí tohoto zvedacího zařízení je čep, který spojuje vnitřní a vnější profil a tvoří z tohoto zařízení jeden celek. Dále zajišťuje správné délkové nastavení pro zvedání břemen různých velikostí. Do vnitřního i vnějšího profilu jsou svrtány díry. U vnitřního profilu je do svrtané díry vložena trubka, která se s bočními stěnami svaří. Na vnějším profilu jsou do všech svrtaných děr vloženy krátké trubky s osazením, které slouží ke správnému uložení a svaření. Po přivaření k profilu se tyto trubky souose provrtají na průměr čepu. Důvodem této operace je, že při svařování trubek by mohlo dojít k tepelné deformaci a osy děr by nemusely být potom souose. Místo, kde čep spojuje oba profily v jedné libovolné poloze, je naznačeno v řezu na obrázku 3.16. Čep bude zajištěn pružnou závlačkou.



Obr. 3.16 Zajištění profilů čepem

### 3.4.1 KONTROLA ČEPU NA SMYK

Ze smykového napětí je odvozen minimální průměr čepu. Silové zatížení, které vyvolává smykové napětí v čepu a tlak působící na čep, který způsobuje otláčení, je naznačen na obrázku 3.17. Tlak  $p_o$  je vyvolaný od kontaktu čepu a vnitřní trubky a  $p_o'$  od kontaktu čepu s vnějšími trubkami.



Obr. 3.17 Zatížení čepu: a) silové, b) tlakové

#### Napětí ve smyku

$$\tau_s = \frac{F_s}{n_s \cdot S_s} = \frac{F_s}{n_s \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} \leq \frac{f_y}{k \cdot \sqrt{3}} \quad (3.28)$$

kde:

$\tau_s$ ...napětí ve smyku

$F_s$ ...síla vyvolávající napětí ve smyku

$n_s$ ...počet střížných ploch

**Minimální průměr čepu** (vyjádřený z rovnice 3.28)

$$d_{\check{c}1} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot \sqrt{3} \cdot F_{x1,max}}{\pi \cdot n \cdot f_y}} \quad [\text{mm}] \quad (3.29)$$

$$d_{\check{c}1} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot \sqrt{3} \cdot 20\,900}{\pi \cdot 2 \cdot 235 \cdot 10^6}}$$

$$d_{\check{c}1} \geq 0.0172 \text{ m} = \underline{\underline{17,2 \text{ mm}}} \dots \text{voleno } 25 \text{ mm}$$

### 3.4.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

**Minimální délka vnější trubky** (rovnice 3.21)

$$h_{tvne1,min} \geq \frac{3 \cdot 20\,900}{2 \cdot 0.025 \cdot 90 \cdot 10^6}$$

$$h_{tvne1,min} \geq 0,0139 \text{ m} = \underline{\underline{13,9 \text{ mm}}} \dots \text{voleno } 15 \text{ mm}$$



**Minimální délka vnitřní trubky** (rovnice 3.21)

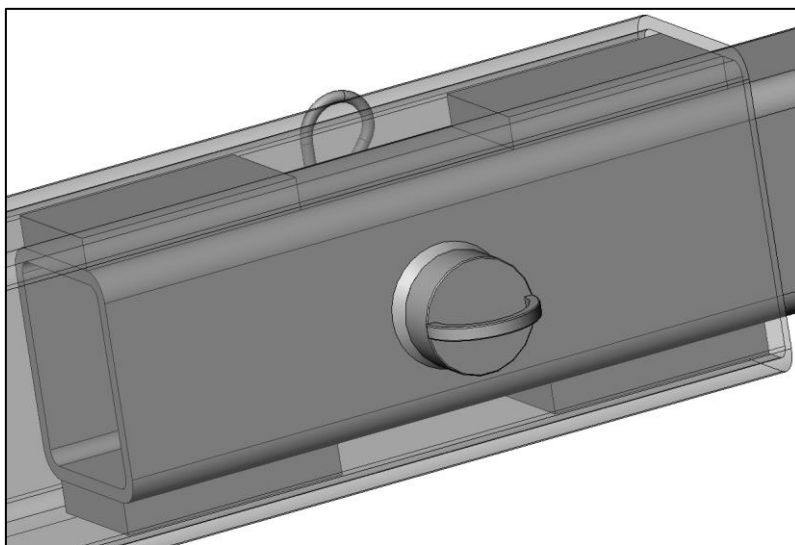
$$h_{\text{tvni1,min}} \geq \frac{3 \cdot 20\,900}{1 \cdot 0.025 \cdot 90 \cdot 10^6}$$

$$h_{\text{tvni1,min}} \geq 0,0279 \text{ m} \geq \underline{\underline{27,9 \text{ mm}}}$$

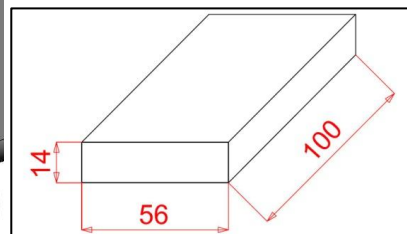
Vnitřní trubka prochází celou šířkou vnitřního profilu, jehož šířka je 100 mm. Tato podmínka vyhovuje.

### 3.5 NÁVRH VODÍCH DESEK

Vodící desky jsou pouze navrženy a jejich kontrola se provede v programu NX-IDEAS 11. Ty jsou svařeny s vnitřním a vnějším profilem na jejich koncích. Takto připevněné vodící desky jsou naznačeny na obrázku 3.18.



Obr. 3.18 Umístění vodících desek na profilech



Obr. 3.19 Tvar a rozměry vodící desky

### 3.6 KONTROLA BOULENÍ

Aby u profilů nedošlo k boulení, musí být splněna podmínka největší štíhlosti pro tlačené části (stojiny a pásnice) dle [2, str. 20]. Při zvolení průřezu třídy 3 [dle 2, str. 19] a splnění této podmínky pak k boulení nedojde. Tuto kontrolu je provedena pro oba jákly.

**Stojina namáhaná tlakem (vnitřní jákl)**

$$\frac{H_{1m} - 3 \cdot t_{1m}}{t_{1m}} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235 \cdot 10^6}{f_y}} \quad [-] \quad (3.30)$$

$$\frac{0,1 - 3 \cdot 0,006}{0,006} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235 \cdot 10^6}{235 \cdot 10^6}}$$

$$\underline{\underline{13,67 \leq 42 \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

**Pásnice namáhaná tlakem (vnitřní jákl)**

$$\frac{(B_{1m} - 3 \cdot t_{1m})}{t_{1m}} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad [-] \quad (3.31)$$

$$\frac{(0,08 - 3 \cdot 0,006)}{0,006} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235}{235 \cdot 10^6}}$$

$$\underline{\underline{10,34 \leq 42 \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

kde:  $B_{1m}$ ...šířka vnějšího profilu

**Stojina namáhaná tlakem (vnější jákl), (rovnice 3.30)**

$$\frac{0,14 - 3 \cdot 0,006}{0,006} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235}{235 \cdot 10^6}}$$

$$\underline{\underline{20,34 \leq 42 \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

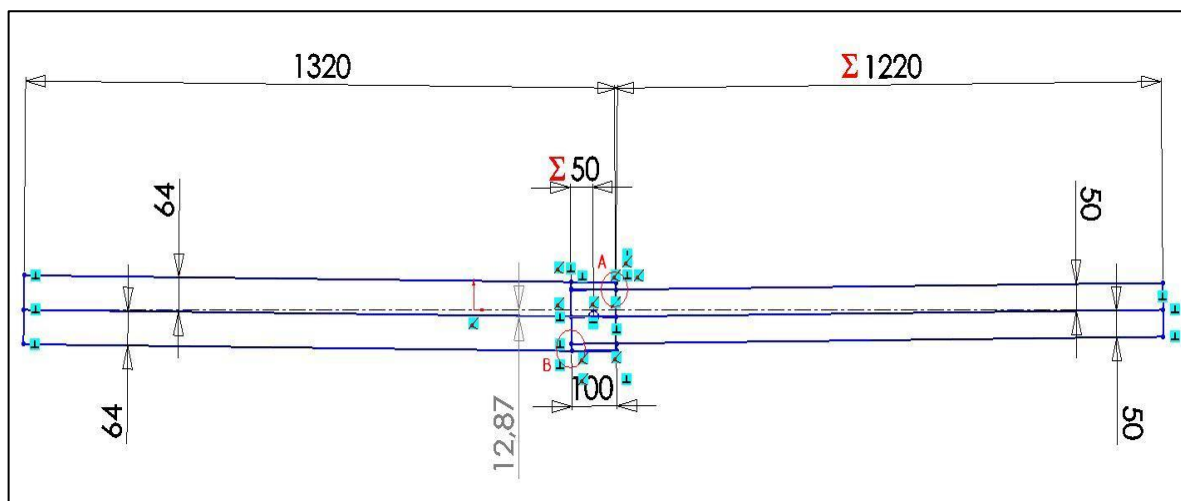
**Pásnice namáhaná tlakem (vnější jákl), (rovnice 3.31)**

$$\frac{(0,1 - 3 \cdot 0,006)}{0,006} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235}{235 \cdot 10^6}}$$

$$\underline{\underline{13,67 \leq 42 \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

**3.7 VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU**

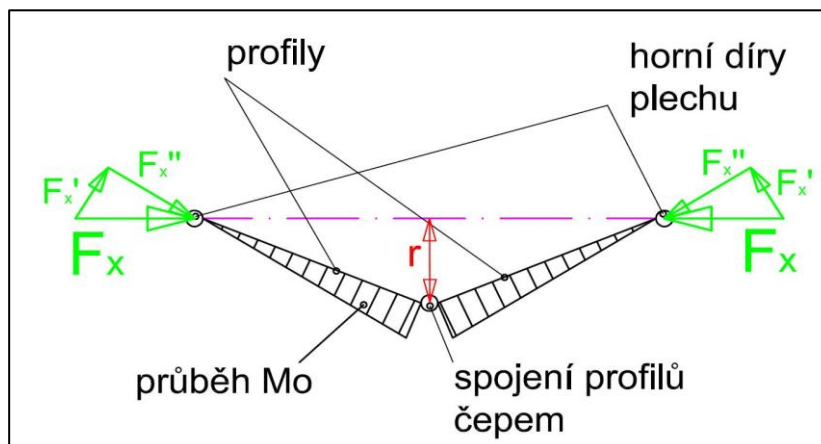
Doposud bylo uvažováno, že vzájemná poloha obou profilů je souosá, jejich rozměry odpovídají jmenovitým hodnotám z katalogu a u zařízení nejsou žádné výrobní tolerance. V této kapitole jsou uvažovány výrobní tolerance vodících desek. Jako předpoklad je zaveden, že vodící desky budou mít o 1 mm menší výšku, než je jejich jmenovitá hodnota. Tímto zmenšením dojde ke změně vzájemné polohy zvedacího zařízení a profily tak vytvoří tvar "V". V této chvíli se ideální plošný kontakt mezi vodícími deskami a profily změnil na přímkový kontakt, který je na obrázku 3.20 označen body A, B. Tento tvar V, který je závislý na přesazení jáklů, je nasimulovaný v programu SolidWorks pro hodnoty v intervalu přesazení 100 až 500 mm po 50 mm. U každé hodnoty přesazení je odměřena vzdálenost mezi vodorovnou osou a středem čepu, která je zanesena do tabulky číslo 3.3. Další předpoklad je zavedení, že díra bude umístěna v profilu vždy v polovině přesazení. Jako příklad je uvedeno na obrázku 3.20 nejmenší možné přesazení, na kterém je změna vzájemné polohy profilů nejlépe vidět.



Obr. 3.20 Nasimulování propadení zvedacího zařízení v programu SolidWorks a naznačení kontaktních míst

Tabulka č. 3.3 průhyby při přesazení jáklů

přesazení profilů [mm]	průhyb r [mm]
100	12,87
150	8,35
200	6,12
250	4,79
300	3,91
350	3,28
400	2,80
450	2,44
500	2,14



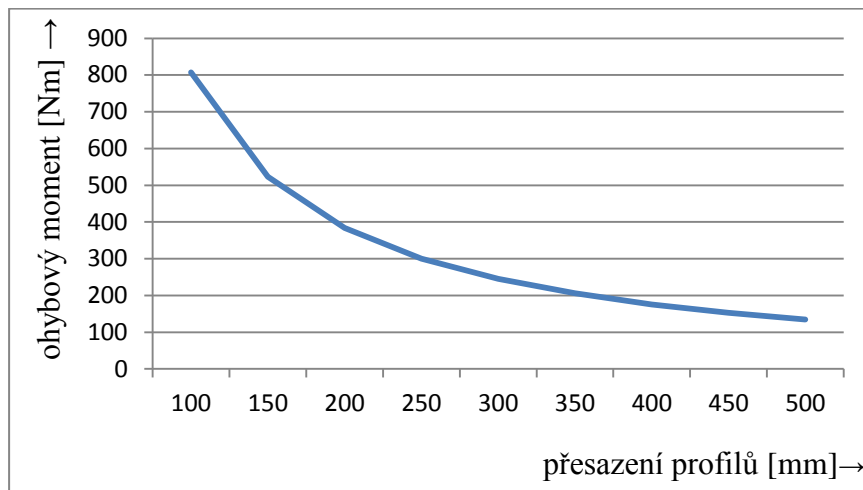
Obr. 3.21 Průběh ohybového momentu při propadení zvedacího zařízení

Z obrázku 3.21 je patrné, že maximální ohybový moment vyvolá síla  $F_x$ , působící na odměřeném rameni  $r$ . Ten se zmenšuje, se zvětšujícím se přesazením profilů dle tabulky 3.4. Průběh ohybového momentu je rostoucí od uchycení v horním oku po místo, kde jsou profily spojeny čepem. Velikosti ohybových momentů a napětí v ohybu jsou pro jednotlivá přesazení uvedeny v tabulkách 3.4 a 3.5 a v grafech (obrázky 3.22 a 3.23). Tyto hodnoty odpovídají menšímu profilu.

Od velikosti přesazení 300 mm jsou rozdíly v tabulce 3.5 u napětí v ohybu minimální. Proto je tato hodnota zvolena u zvedacího zařízení na 7 000 kg. Postup výpočtu je naznačen pro menší profil.

Tabulka. 3.4 Ohybové momenty,  
na velikosti přesazení jáklů

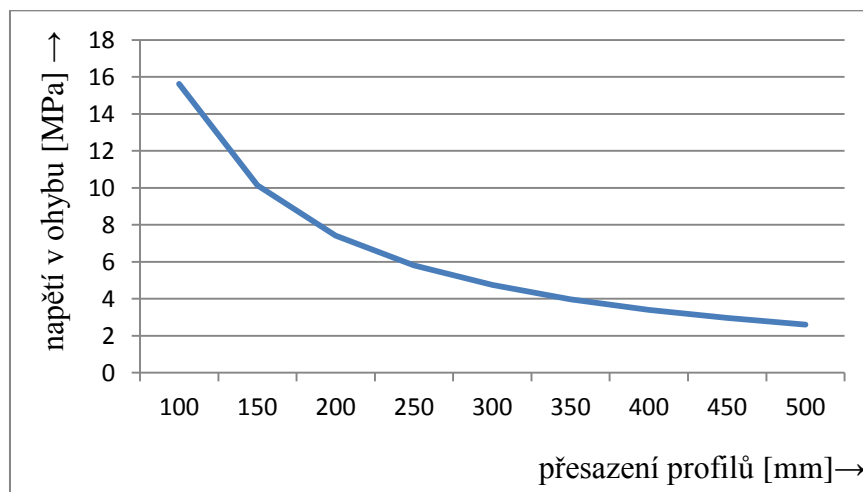
přesazení profilů [mm]	ohybový moment $M_o$ [Nm]
100	806,95
150	523,55
200	383,72
250	300,33
300	245,16
350	205,66
400	175,56
450	152,99
500	134,18



Obr. 3.22 Graf: závislost ohybového momentu na velikosti přesazení

Tabulka 3.5 Napětí v ohybu,  
na velikosti přesazení jáklů

přesazení profilů [mm]	napětí v ohybu $\sigma_o$ [MPa]
100	15,61
150	10,13
200	7,43
250	5,81
300	4,74
350	3,98
400	3,40
450	2,96
500	2,60



Obr. 3.23 Graf: Závislost ohybového napětí na velikosti přesazení profilů

### Maximální ohybový moment $M_{o\max}$

$$M_{o1,\max} = F_{x1,\max} \cdot k \cdot r_{(300)} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.32)$$

$$M_{o1,\max} = 20900 \cdot 3 \cdot 3,91 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{o1,\max} = \underline{\underline{245,16 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

kde:  $r$ ...vzdálenost na obrázku 3.21,  $r=3,91 \text{ mm}$  dle tabulky č.5

### Průřezový modul v ohybu $W_o$

$$W_{o1} = \frac{I_{y1m}}{\frac{H_{1m}}{2}} \quad [\text{m}^3] \quad (3.33)$$

$$W_{o1} = \frac{2,58 \cdot 10^{-6}}{\frac{0,1}{2}}$$

$$W_{o1} = \underline{\underline{5,16 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3}} = 51\,600 \text{ mm}^3$$

**Napětí v ohybu  $\sigma_o$**

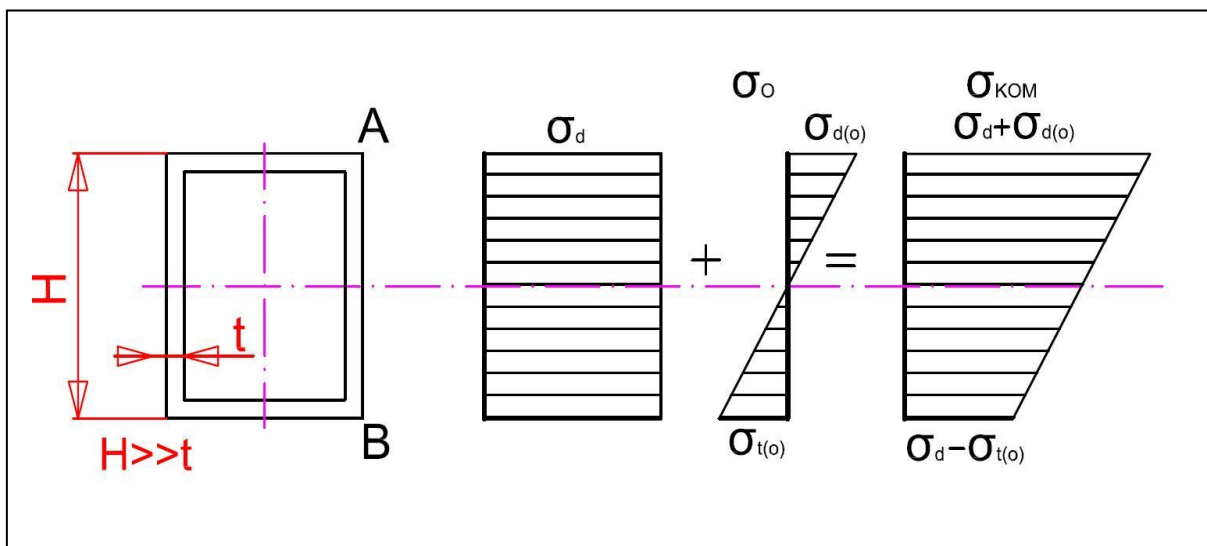
$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1\max}}{W_{o1}} \quad [\text{MPa}] \quad (3.34)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{245,16}{5,16 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{o1} = \underline{\underline{4,74 \text{ MPa}}}$$

### 3.8 KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ

Je-li prut namáhán tlakovým napětím a zároveň ohybovým, musí se uvažovat s kombinovaným namáháním prutu. Tato kombinace je naznačena na obrázku 3.24. Výpočet je proveden pro body A, B. Z podmínky tenkostěnnosti, která je zavedena ( $H \gg t$ ), je napětí pásnic profilů konstantní a stojinám odpovídá průběh napětí mezi body A, B. Kontrola je provedena pro menší jákl a pokud bude podmínka vyhovovat, větší jákl se kontrolovat nemusí.



Obr. 3.24 Celkové namáhání menšího jáklu

**Napětí v tlaku (rovnice 3.1)**

$$\sigma_{d1} = \frac{k \cdot F_{x1,\max}}{S_{1m}}$$

$$\sigma_{d1} = \frac{3 \cdot 20\,900}{1,92 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{d1} = \underline{\underline{32,66 \text{ MPa}}}$$

**Kombinované namáhání v bodě A** (odvozeno z obrázku 3.16)

$$\sigma_{1KOM(A)} = \sigma_{d1} + \sigma_{d(o)1} \leq \frac{f_y}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (3.35)$$

$$\sigma_{1KOM(A)} = 32,66 + 4,74 \leq \frac{235}{3}$$

$$\sigma_{1KOM(A)} = \underline{\underline{37,40 \text{ MPa} \leq 78,33 \text{ MPa} \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

**Kombinované namáhání v bodě B** (rovnice 3.35)

$$\sigma_{1KOM(B)} = \sigma_{d1} - \sigma_{t(o)1} \leq \frac{f_y}{k}$$

$$\sigma_{1KOM(B)} = 32,66 - 4,74 \leq \frac{235}{3}$$

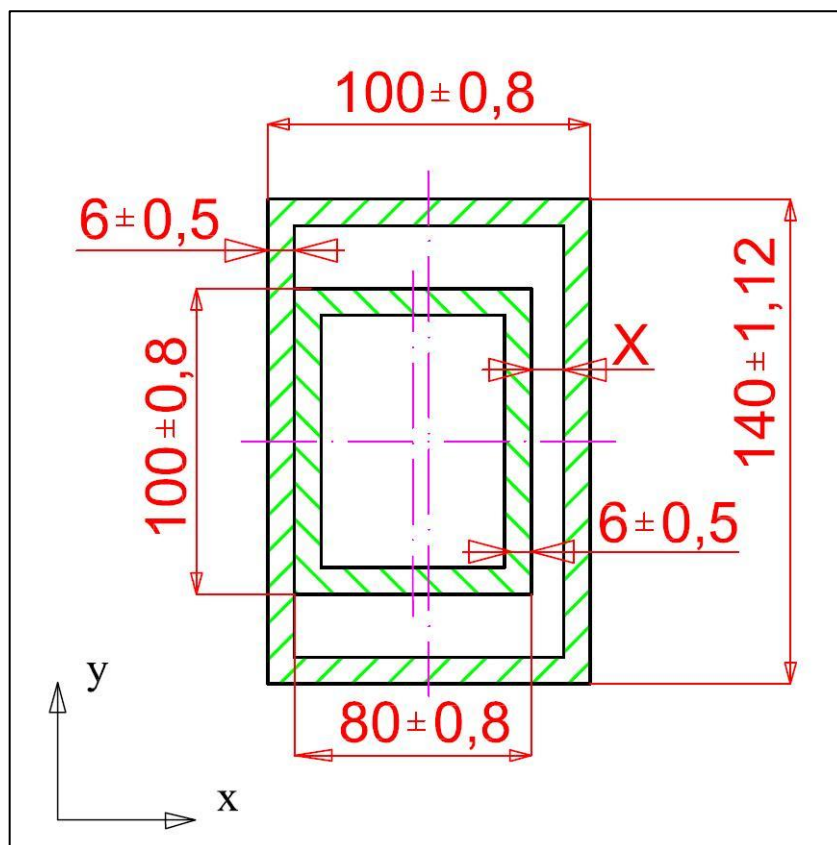
$$\sigma_{1KOM(B)} = \underline{\underline{27,92 \text{ MPa} \leq 78,33 \text{ MPa} \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

### 3.9 ROZMĚROVÝ ŘETĚZEC

V této kapitole je provedena kontrola rozměrového řetězce obou profilů pro rozměrové tolerance, které jsou naznačeny na obrázku 3.25. Jako dílčí členy jsou brány rozměry jáklů (vstupní rozměry), které budou ukončeny uzavíracím členem (výstupní rozměr), označený na obrázku 3.25 jako “X“. Tento rozbor rozměrových tolerancí je proveden pouze v ose x, protože v ose y jsou umístěny vodící desky, pomocí kterých dojde k vymezení vůle mezi vnější horní a spodní plochou menšího profilu a vnitřní horní a spodní plochou většího profilu.

Tabulka 3.6 Rozměrové a geometrické tolerance jáklů [8]

	<b>JÄKL 140x100x6</b>	<b>JÄKL 100x80x6</b>
<b>výška jáklu H</b>	±0,8% mm → 1,12 mm	±0,8% mm → 0,8 mm
<b>šířka jáklu B</b>	±0,8% mm → 0,8 mm	±1% mm → 0,8 mm
<b>tloušťka jáklu T</b>	±0,5 mm	±0,5 mm
<b>vypuklost/vydatost</b>	max. 0,8%, min. 0,5 mm	max. 0,8%, min. 0,5 mm
<b>přímost</b>	max. 3 mm/m	max. 3 mm/m



Obr. 3.25 Rozměrový řetězec jáklů

Při kontrole se vychází z největšího rozměru, u kterého se počítá s minimální a maximální tolerancí ( $100 \pm 0,8$  – 99,2 a 100,8). K těmto rozměrům jsou přičteny a odečteny zvětšující se nebo zmenšující se členy řetězce, dle následujícího výpočtu.

**největší rozměr s maximální tolerancí – zvětšující se členy**

$$X = 100,8 - 2 \cdot 6,5 - 80,8 = 7 \text{ mm}$$

**největší rozměr s minimální tolerancí – zvětšující se členy**

$$X = 99,2 - 2 \cdot 6,5 - 80,8 = 5,4 \text{ mm}$$

**největší rozměr s maximální tolerancí – zmenšující se členy**

$$X = 100,8 - 2 \cdot 5,5 - 79,2 = 10,6 \text{ mm}$$

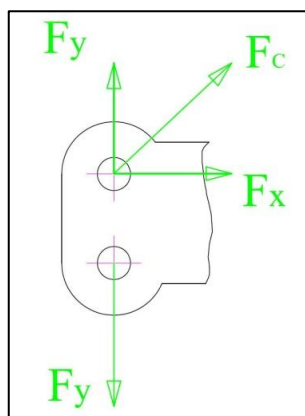
**největší rozměr s minimální tolerancí – zmenšující se členy**

$$X = 99,2 - 2 \cdot 5,5 - 79,2 = 9 \text{ mm}$$

### 3.10 NÁVRH DOPLŇKŮ ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ

#### 3.10.1 VOLBA TŘMENU

Třmen bude zvedací zařízení spojovat s jeřábovým hákem pomocí řetězu. Výběr je odvozen podle nosnosti z katalogu [5]. Na obrázku 3.26 je naznačeno silové zatížení děr plechu, z kterého je vypočítána nosnost. Třmen se navrhne na provozní nosnost stroje.



Obr. 3.26 Síly určující nosnost třmenu

Tyto výpočty jsou převzaté z kapitoly 3.

**Maximální x-ová složka síly** (rovnice 2.5)

$$F_{x,1\max} = \frac{7\,000 \cdot 9,81 \cdot \tan 31,33^\circ}{2}$$

$$F_{x1,\max} = \underline{\underline{20\,900\text{ N}}}$$

**Síla v ose y** (rovnice 2.6)

$$F_{y1} = \frac{7\,000 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{y1} = \underline{\underline{34\,335\text{ N}}}$$

**Výsledná síla v horním oku** (rovnice 2.7)

$$F_{C1} = \sqrt{20\,900^2 + 34\,335^2}$$

$$F_{C1} = \underline{\underline{40\,196\text{ N}}}$$

**Minimální nosnost třmenu v horním oku**

$$m_{TH1} = \frac{F_C}{g} \quad [\text{kg}] \tag{3.36}$$

$$m_{TH1} = \frac{40\,196}{9,81}$$

$$m_{TH1} = \underline{\underline{4\,098\text{ kg}}}$$

**Minimální nosnost třmenu ve spodním oku** (rovnice 3.36)

$$m_{TS1} = \frac{F_y}{g}$$

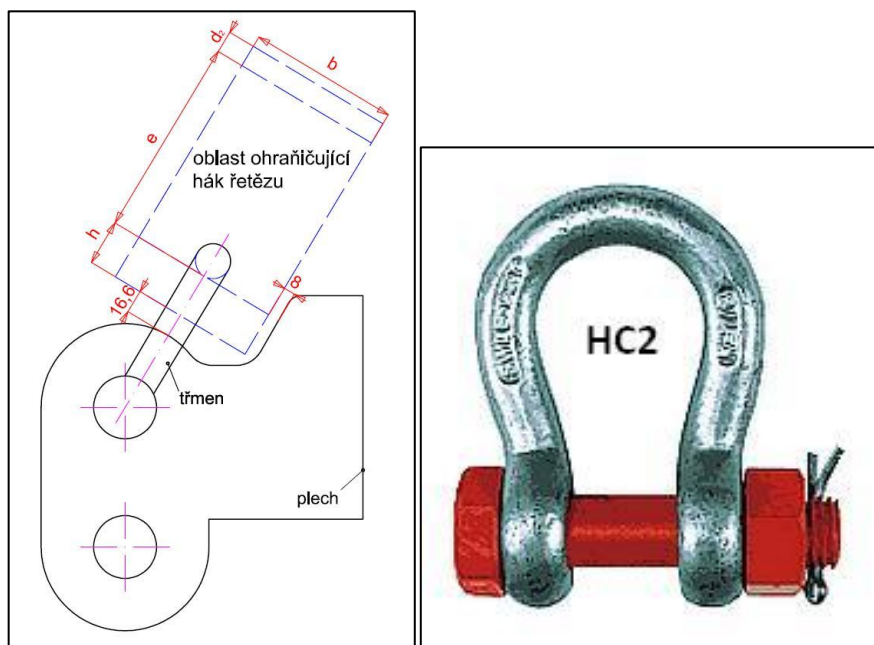


$$m_{TS1} = \frac{34\,335}{9,81}$$

$$m_{TS1} = \underline{\underline{3\,500\text{ kg}}}$$

Z katalogu [5] jsou voleny třmeny, které mají nosnost nejbližší vyšší vypočítaných hodnot. Touto nosností je 4 750 kg. Protože při volbě třmenu ovlivňuje výběr také tloušťka plechu (kontrola na otláčení, rovnice 3.21) a zabránění kontaktu háku s plechem, je volen třmen o nosnosti 9 500 kg. Při jeho volbě je možnost výběru ze dvou typů a to rovný třmen nebo tzv. třmen omega, který je naznačený na obrázku 3.28. Omega třmeny se vyznačují vyšší výškou, oproti třmenům rovným a proto jsou použity. Zajištění čepu třmenu je řešeno buď zašroubováním, nebo maticí se závlačkou. Použita je varianta matice se závlačkou.

Nakonec je provedena kontrola, zda se hák nedostane do kontaktu s plechem. Ta je provedena graficky a je znázorněna na obrázku 3.27. Rozměry háku jsou převzaty z kapitoly 3.10.2.



Obr. 3.27 Ohraničující oblast řetězového háku Obr. 3.28 Tzv. omega třmen s maticí a závlačkou [5]  
zavěšeného do třmenu (kresleno v měřítku)

### 3.10.2 VOLBA HÁKU A ŘETĚZOVÉHO ÚVAZKU

Při výběru háku se vychází ze sil působících v řetězu, přepočítaných na nosnost tohoto vázacího prostředku, které jsou vypočítány v kapitole 3.10.1. Háček je zvolen tak, aby jeho nosnost byla větší, jak hmotnost, která je přepočítána ze sil působících v otvorech plechu a nedošlo k jeho zdeformování.

Při výběru háku je limitující omezení místa na jeho zavěšení do třmenu. Z tohoto důvodu bylo nutné jej vybrat s co nejmenším rozměrem. Tuto podmínku splňují háčky třídy 12. Ty se vyznačují menšími rozměry a vyšší nosností oproti háčkům třídy 10 a 8. Pro toto zařízení je volen háček o nosnosti 5 000 kg, který se použije pro oba řetězy.

HSWP osový hák		WLL	e	h	a	d1	d2	g1	b	hmotnost
označení		[kg]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg/ks]
HSWP 7/8		3 000	106	27	19	25	11	26	88	0,50
HSWP 10		5 000	131	33	26	34	16	31	108	1,10
HSWP 13		8 000	164	43	33	43	19	39	132	2,20

Univerzální osový hák s kovanými, pozinkovanými bezpečnostními pojistkami.

Obr. 3.29 Osový řetězový hák třídy 12 s rozměry [5]

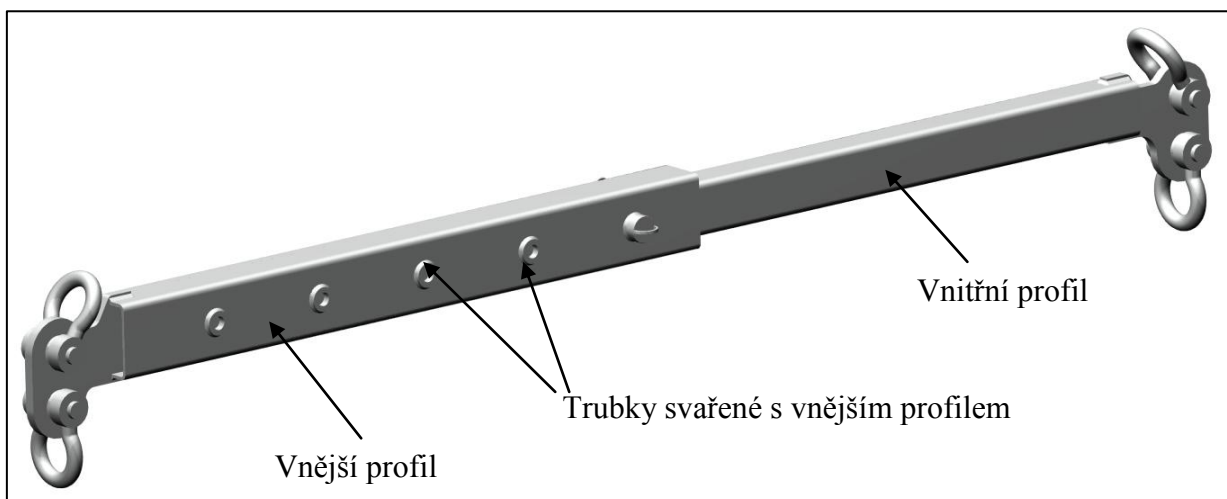
Řetěz je volený podle typu uvázání a hmotnosti břemene. Protože už zde nejsou žádné nároky na výběr, volí se řetěz třídy 8. Pro spojení jeřábového háku a zvedacího zařízení je volen řetězový úvazek dvoupramenný o nosnosti 7 500 kg a průměru řetězu 13 mm, pro úhel sklonu 0°-45° a zatěžovacím faktorem 1,4. Řetězy spojující břemeno a zvedací zařízení jsou voleny podle poloviční hmotnosti břemene. Této hmotnosti jsou nejbližší řetězové úvazky jednopramenné o nosnosti 5 300 kg a průměru 13 mm.

Typ úvazku											
Úhel sklonu	-	0° - 45°	45° - 60°	0° - 45°	45° - 60°	-	0° - 45°	45° - 60°	0° - 45°	0° - 45°	-
Zatěžový faktor	1	1,4	1	2,1	1,5	0,8	1,12	0,8	1,4	2,1	1,6
Ø řetězu	Nosnost (kg)										
6	1120	1600	1120	2360	1700	900	1250	900	1600	2360	1800
8	2000	2800	2000	4250	3000	1600	2240	1600	2800	4250	3150
10	3150	4250	3150	6700	4750	2500	3550	2500	4250	6700	5000
13	5300	7500	5300	11200	8000	4250	5900	4250	7500	11200	8500
16	8000	11200	8000	17000	11800	6300	9000	6300	11200	17000	12500
19	11200	16000	11200	23600	17000	9000	12500	9000	16000	23600	18000
22	15000	21200	15000	31500	22400	12000	17000	12000	21200	31500	23600
26	21200	30000	21200	45000	31500	17000	23700	17000	30000	45000	33500
32	31500	45000	31500	67000	47500	25200	35200	25200	45000	67000	50000

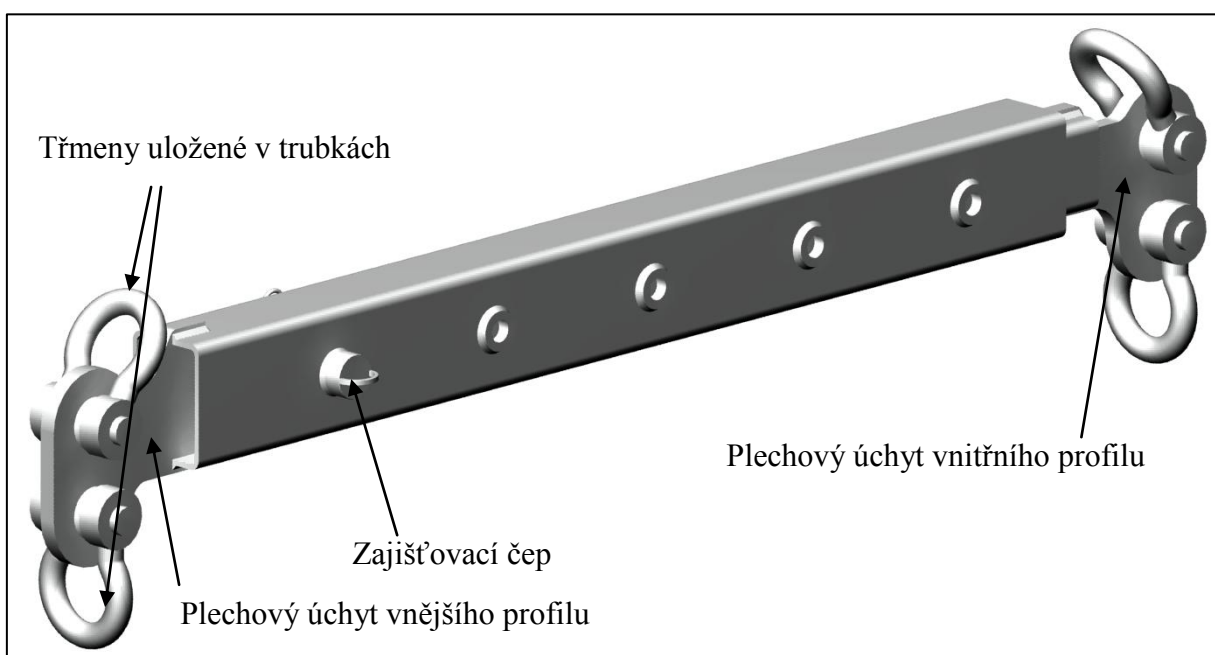
Obr. 3.30 Tabulka nosností řetězových úvazků třídy 8 [5]

### 3.11 OBRÁZKY SESTAVY

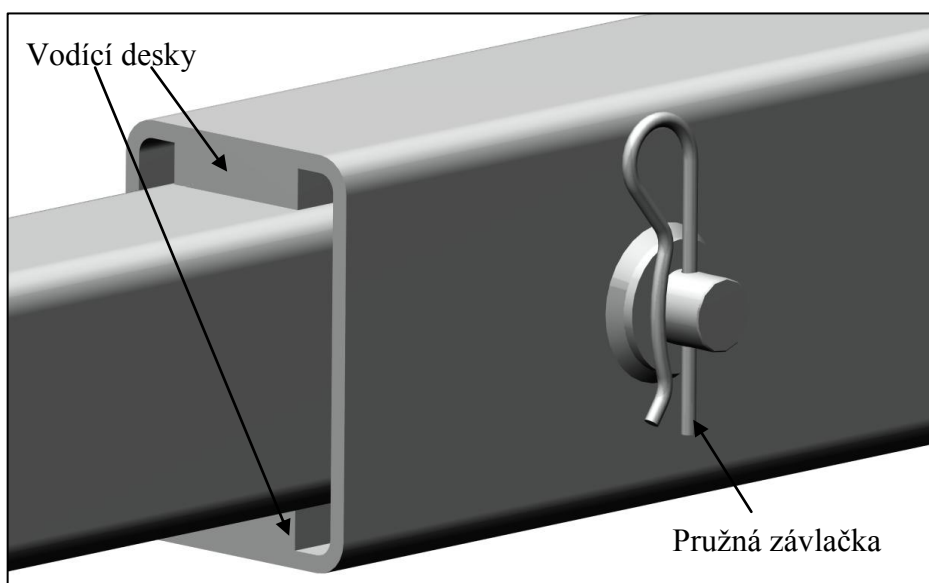
V této kapitole jsou naznačeny a popsány obrázky zařízení na 7 000 kg při maximálním vysunutí a zasunutí. Dále je zde detailní pohled zajištění čepu pružnou závlačkou, která je vymodelována zjednodušeně.



*Obr. 3.31 Zařízení o nosnosti 7 000 kg vysunuto na maximum*



*Obr. 3.32 Zařízení o nosnosti 7 000 kg zasunuto na maximum*



*Obr. 3.33 Detail zajištění čepu*

#### 4. ZAŘÍZENÍ NA 12 000 KG

Postup návrhu je zde stejný jako u zařízení na 7 000 kg a odkazuje se na něj. Všechny výpočty jsou zkráceny a vycházejí z rovnic, jejich odvození a tabulek z předešlé kapitoly.

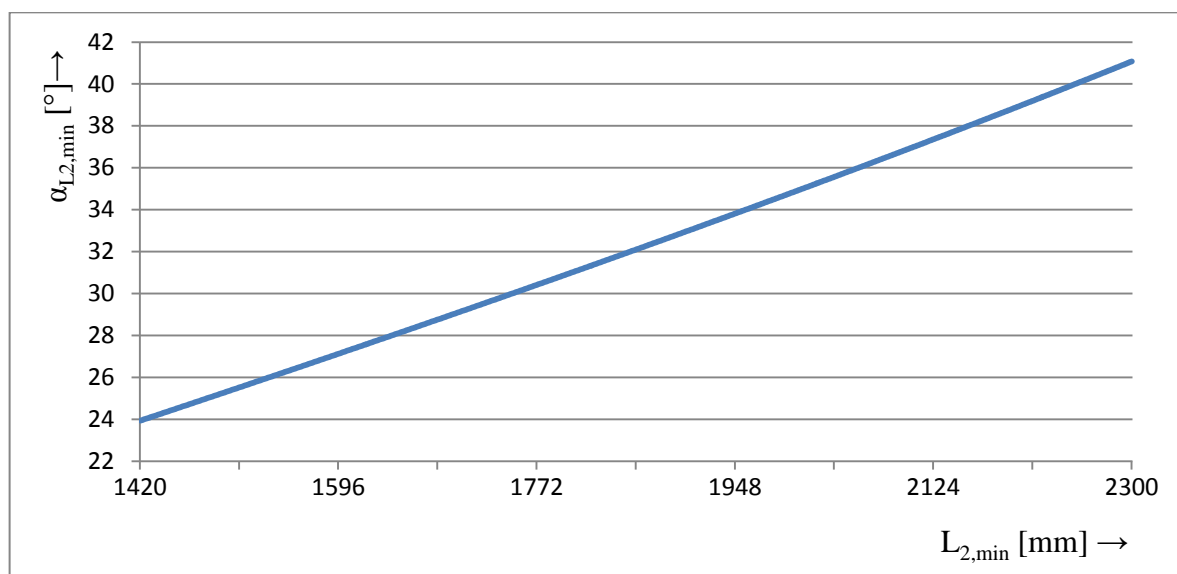
Hmotnost zvedaného břemene  $m_2 = 12\,000\text{ kg}$

Minimální délka rozpěrného zařízení je  $L_{2,\min} = 2\,840\text{ mm}$

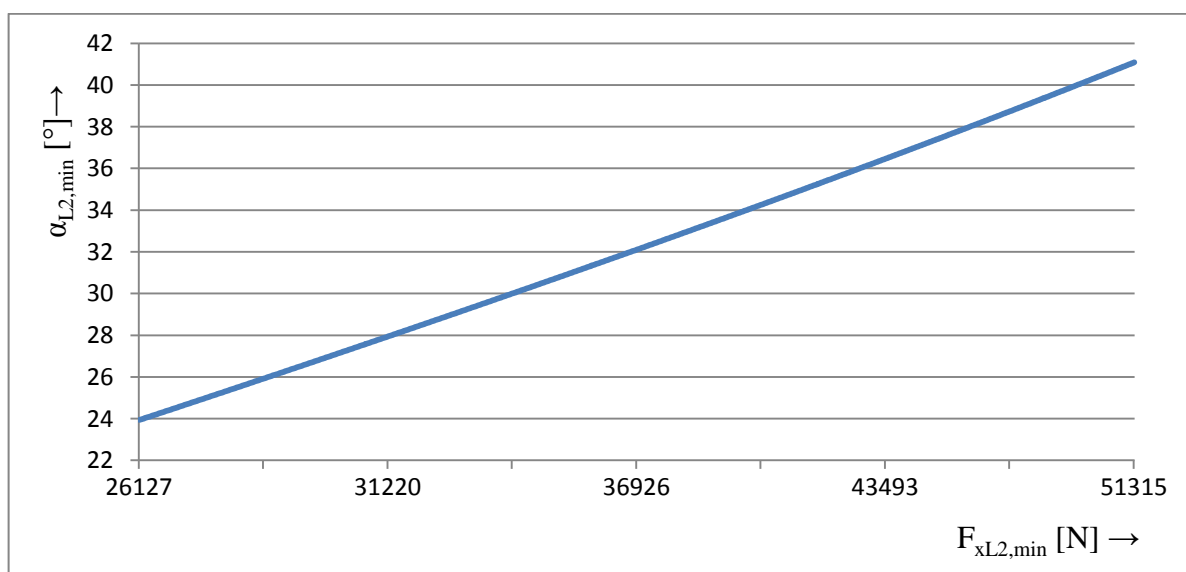
Maximální délka rozpěrného zařízení je  $L_{2,\max} = 4\,600\text{ mm}$

Délka kratšího řetězu je  $L_{L2,\min} = 3\,500\text{ mm}$

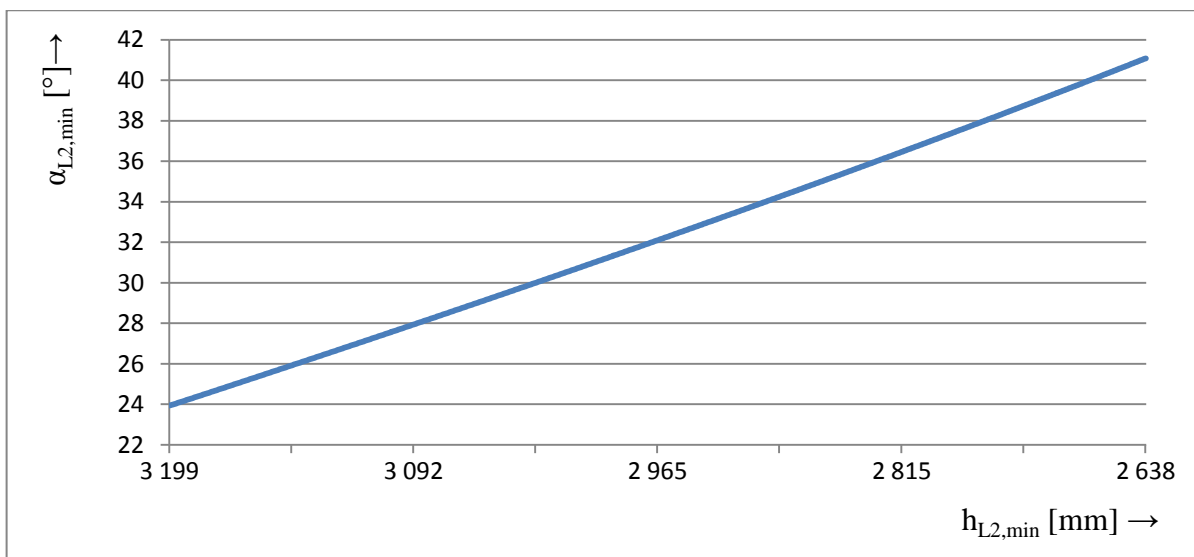
Délka delšího řetězu je  $L_{L2,\max} = 4\,000\text{ mm}$



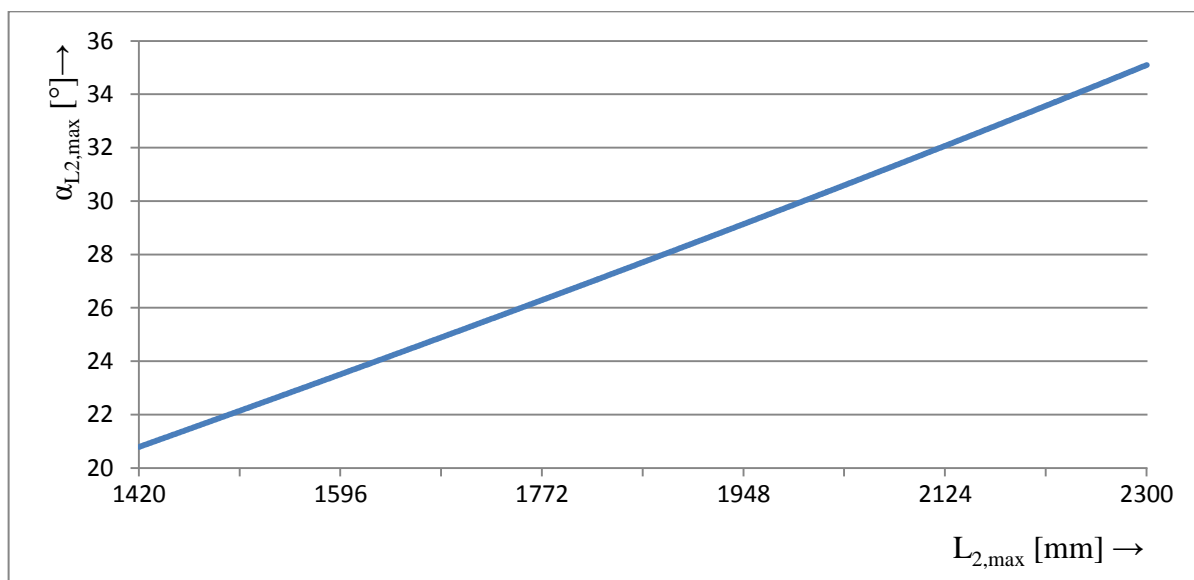
Obr. 4.1 Graf: Závislost délky  $L_{2,\min}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L2,\min}$  a svislou osou  $\alpha_{L2,\min}$



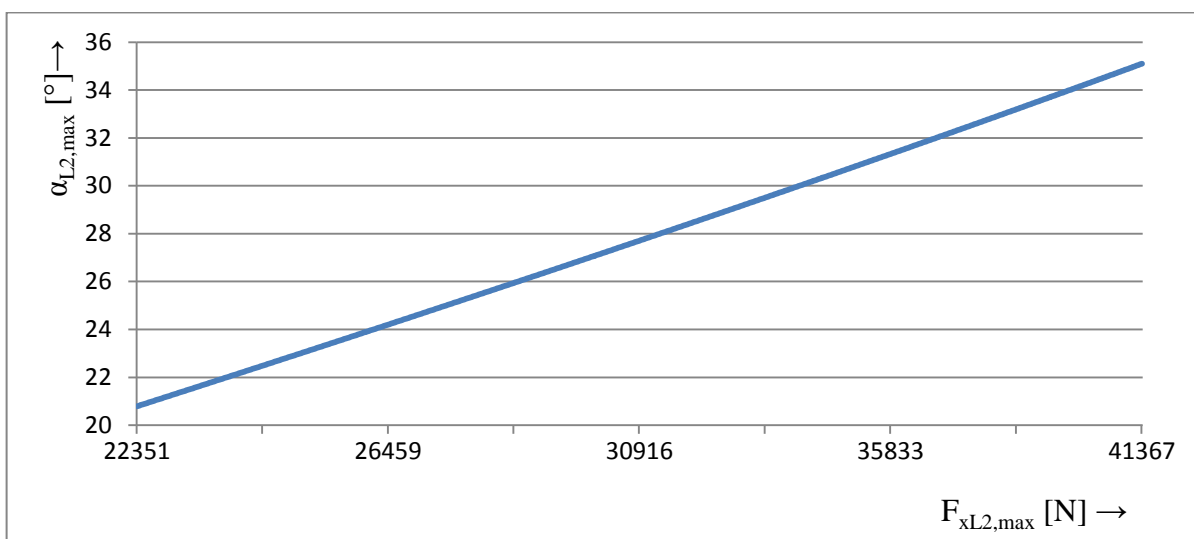
Obr. 4.2 Graf: Závislost x-ové složky síly  $F_{xL2,\min}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L2,\min}$  a svislou osou  $\alpha_{L2,\min}$



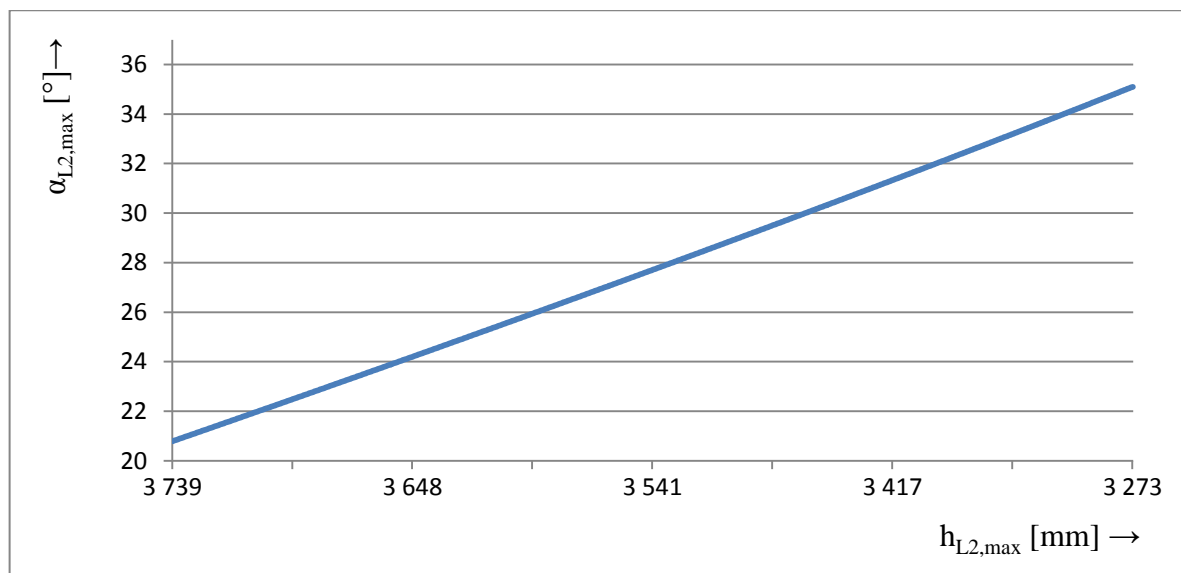
Obr. 4.3 Graf: Závislost výšky zavěšení lan  $h_{L2,min}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L2,min}$  a svislou osou  $\alpha_{L2,min}$



Obr. 4.4 Graf: Závislost délky  $L_{2,max}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L2,max}$  a svislou osou  $\alpha_{L2,max}$



Obr. 4.5 Graf: Závislost x-ové složky síly  $F_{xL2,max}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L2,max}$  a svislou osou  $\alpha_{L2,max}$



Obr. 4.6 Graf: Závislost výšky zavěšení lan  $h_{L2,max}$  na úhlu mezi řetězem  $L_{L2,max}$  a svislou osou  $\alpha_{L2,max}$

**Maximální úhel mezi svislou osou a lanem** (rovnice 2.3)

$$\alpha_{2,max} = \arcsin \frac{2\,300}{3\,500}$$

$$\alpha_{2,max} = \underline{\underline{41,08^\circ}}$$

**Maximální x-ová složka síly** (rovnice 2.5)

$$F_{x,2max} = \frac{12\,000 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg} 41,08^\circ}{2}$$

$$F_{x2,max} = \underline{\underline{51\,315\,N}}$$

**Síla v ose y** (rovnice 2.6)

$$F_{y2} = \frac{12\,000 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{y2} = \underline{\underline{58\,860\,N}}$$

## 4.1 VÝPOČET PROSTÉHO TLAKU

**Minimální plocha průřezu** (vyjádřená z rovnice 3.1)

$$S_{2d} \geq \frac{51\,315 \cdot 3}{235 \cdot 10^6}$$

$$S_{2d} \geq 6,551 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = \underline{\underline{655,08 \text{ mm}^2}}$$

Z katalogu FERONA [8] volím profil o průřezu 70x60x3

$$S_{2d} = 7,21 \text{ cm}^2 = 7,21 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$I_{2yd} = 50,79 \text{ cm}^4 = 5,079 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_{2zd} = 40,03 \text{ cm}^4 = 4,003 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

## 4.2 KONTROLA STABILITY ZAŘÍZENÍ NA VZPĚRNÝ TLAK

Kontrola stability zařízení je provedena už pouze pro větší vzdálenost mezi podporami prostého nosníku. U té vyjde větší minimální plocha dle kapitoly 3.2, při které je splněna podmínka stability.

### Kontrola stability pro délku 4 600 mm

#### Kritická síla

$$F_{kr2(4600)} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,003 \cdot 10^{-7}}{4,6^2}$$

$$F_{kr2(4600)} = \underline{\underline{39\,209 \text{ N}}}$$

#### Poměrná štíhlost

$$\bar{\lambda}_{2(4600)} = \sqrt{\frac{7,21 \cdot 10^{-4} \cdot 235 \cdot 10^6}{39\,209}}$$

$$\bar{\lambda}_{2(4600)} = \underline{\underline{2,079}}$$

#### Konstanta $\Phi$

$$\Phi_{2(4600)} = \frac{1}{2} \cdot [1 + 0,21 \cdot (2,079 - 0,2) + 2,079^2]$$

$$\Phi_{2(4600)} = \underline{\underline{2,858}}$$

#### Součinitel vzpěrnosti

$$\kappa_{2(4600)} = \frac{1}{2,858 + \sqrt{2,858^2 - 2,079^2}}$$

$$\kappa_{2(4600)} = \underline{\underline{0,208}}$$

#### Musí platit podmínka (rovnice 3.5)

$$\underline{\underline{0,208 \leq 1 \quad \dots \text{ podmínka vyhovuje}}}$$

**Vzpěrná únosnost plochy** (rovnice 3.4)

$$N_{b,rd2} = \frac{0,208 \cdot 7,21 \cdot 10^{-4} \cdot 235 \cdot 10^6}{1}$$

$$N_{b,rd2} = \underline{\underline{35\,159\,N}}$$

**Musí platit podmínka stability** (rovnice 3.3)

$$\frac{3 \cdot 51\,315}{35\,159} \leq 1$$

$4,38 \leq 1$  ... podmínka nevyhovuje

**Minimální plocha splňující podmínku stability** (rovnice 3.10)

$$S_{2s,min} \geq \frac{1 \cdot 3 \cdot 51\,315}{0,208 \cdot 235 \cdot 10^6}$$

$$S_{2s,min} \geq 3,157 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = \underline{\underline{3\,157 \text{ mm}^2}}$$

Pro kontrolu provedeme přepoččet rovnic 3.4 a 3.3

$$N_{b,rd2} = \frac{0,208 \cdot 3,157 \cdot 10^{-3} \cdot 235 \cdot 10^6}{1}$$

$$N_{b,rd2} = \underline{\underline{35\,242\,N}}$$

$$\frac{3 \cdot 51\,315}{153\,945} \leq 1$$

$$\underline{\underline{1 \leq 1}} \text{ ... podmínka vyhovuje}$$

Zvolený profil bude mít minimálně plochu průřezu o velikosti, která odpovídá minimální ploše splňující podmínku stability.

Z katalogu FERONA [8] volím profil o průřezu **140x100x8**

$$S_{2m} = 33,64 \text{ cm}^2 = 3,364 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I_{y2m} = 847,65 \text{ cm}^4 = 8,4765 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{z2m} = 501,74 \text{ cm}^4 = 5,0174 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Ten doplním profilem o průřezu **180x120x8**

$$S_{2v} = 43,24 \text{ cm}^2 = 4,324 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I_{y2v} = 1835,33 \text{ cm}^4 = 1,83533 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_{z2v} = 978,44 \text{ cm}^4 = 9,7844 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$



### 4.2.1 KONTROLA STABILITY VZPĚRNÉHO TLAKU VĚTŠÍHO OSLABENÉHO PRŮŘEZU

Průměr čepu je  $d_{\Sigma}=35$  mm. Tato hodnota je převzatá z kapitoly 4.4.1.

**Plocha oslabeného průřezu** (rovnice 3.11)

$$S_{20} = 4,324 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot (0,008 \cdot 0,035)$$

$$S_{20} = 3,764 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = \underline{\underline{3\,764 \text{ mm}^2}}$$

**Kvadratický moment průřezu oslabující profil k ose y**

$$I_{y2}^{T,o} = 2 \cdot \frac{0,008 \cdot 0,035^3}{12}$$

$$I_{y2}^{T,o} = 5,717 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 = \underline{\underline{57\,167 \text{ mm}^4}}$$

**Kvadratický moment průřezu oslabující profil k ose z** (rovnice 3.12)

$$I_{z2}^{T,o} = 2 \cdot \left[ \frac{0,035 \cdot 0,008^3}{12} + (0,008 \cdot 0,035) \cdot \left( \frac{0,12}{2} - \frac{0,008}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_{z1}^{T,o} = 8,7957 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4 = \underline{\underline{879\,573 \text{ mm}^4}}$$

**Celkový kvadratický moment průřezu k ose y**

$$I_{y2}^C = 1,83533 \cdot 10^{-5} - 5,717 \cdot 10^{-8}$$

$$I_{y2}^C = 1,83 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 = \underline{\underline{18\,296\,130 \text{ mm}^4}}$$

**Kvadratický moment průřezu k ose z** (rovnice 3.13)

$$I_{z2}^C = 9,7844 \cdot 10^{-6} - 8,7957 \cdot 10^{-7}$$

$$I_{z2}^C = 8,905 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 = \underline{\underline{8\,904\,830 \text{ mm}^4}}$$

**Kritická síla** (rovnice 3.6)

$$F_{kr2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 8,905 \cdot 10^{-6}}{4,6^2}$$

$$F_{kr2} = \underline{\underline{872\,243 \text{ N}}}$$

**Poměrná štíhlost** (rovnice 3.7)

$$\bar{\lambda}_2 = \sqrt{\frac{3,764 \cdot 10^{-3} \cdot 235 \cdot 10^6}{872\,243}}$$

$$\bar{\lambda}_2 = \underline{\underline{1,007}}$$

**Konstanta  $\Phi$**  (rovnice 3.8)

$$\Phi_2 = \frac{1}{2} \cdot [1 + 0,21 \cdot (1,007 - 0,2) + 1,007^2]$$

$$\Phi_2 = \underline{\underline{1,092}}$$

**Součinitel vzpěrnosti** (rovnice 3.9)

$$\kappa_2 = \frac{1}{1,092 + \sqrt{1,092^2 - 1,007^2}}$$

$$\kappa_2 = \underline{\underline{0,66}}$$

**Musí platit podmínka** (rovnice 3.5)

$$0,66 \leq 1 \quad \dots \underline{\underline{\text{podmínka vyhovuje}}}$$

**Vzpěrná únosnost plochy** (rovnice 3.4)

$$N_{b,rd2} = \frac{0,66 \cdot 3,764 \cdot 10^{-3} \cdot 235 \cdot 10^6}{1}$$

$$N_{b,rd2} = \underline{\underline{584\,089\,N}}$$

**Musí platit podmínka stability** (rovnice 3.3)

$$\frac{3 \cdot 51\,315}{584\,089} \leq 1$$

$$0,263 \leq 1 \quad \dots \underline{\underline{\text{podmínka vyhovuje}}}$$

## 4.3 NÁVRH PLECHU ÚCHYTU

### 4.3.1 MINIMÁLNÍ PRŮŘEZ PLECHU ÚCHYTU

**Minimální plocha průřezu** (rovnice 3.15)

$$S_{2t} \geq \frac{58\,860 \cdot 3}{235 \cdot 10^6}$$

$$S_{2t} \geq 7,514 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = \underline{\underline{751,4 \text{ mm}^2}}$$

### 4.3.2 ROZTEČ DĚR V PLECHU

**Rozteč děr** (rovnice 3.16)

$$p_2 = 3,5 \cdot 0,035$$

$$p_2 = 0,1225 \text{ m} = \underline{\underline{122,5 \text{ mm}}} \dots \text{voleno } 120 \text{ mm}$$

**Vzdálenost od středu díry ke kraji plechu** (rovnice 3.17)

$$e_2 = 2 \cdot 0,035$$

$$e_2 = 0,07 \text{ m} = \underline{\underline{70 \text{ mm}}}$$

### 4.3.3 MINIMÁLNÍ DÉLKA PLECHU ÚCHYTU

**Minimální délka plechu** (rovnice 3.19)

$$L_{p2,min} = \left[ \left( \frac{0,18}{2} + 0,01 + \frac{0,032}{2} \right) \cdot \text{tg}41,08^\circ \right] + 0,077$$

$$L_{p2,min} = 0,176 \text{ m} = \underline{\underline{178 \text{ mm}}}, \text{ volím } 190 \text{ mm}$$

### 4.3.4 KONTROLA OTLAČENÍ

**Výsledná síla v horním oku** (rovnice 2.7)

$$F_{C2} = \sqrt{51\,315^2 + 58\,860^2}$$

$$F_{C2} = \underline{\underline{78\,088 \text{ N}}}$$

**Minimální tloušťka plechu** (rovnice 3.21)

$$h_{p2,min} \geq \frac{2 \cdot 78\,088}{1 \cdot 0,060 \cdot 90 \cdot 10^6}$$

$$h_{p2,min} \geq \underline{\underline{0,0289 \text{ m}}} = 28,9 \text{ mm} \dots \text{volím } 30 \text{ mm}$$

### 4.3.5 NÁVRH SVARŮ

**Účinný rozměr svaru**

$$a_{2,max} = 1,1 \cdot 0,008$$

$$a_{2,max} = 0,0088 \text{ m} = \underline{\underline{8,8 \text{ mm}}}$$

Velikost účinného svaru volím dle tabulky 4,  $a_1 = 5 \text{ mm}$ .

**Síla vyvolávající smykové napětí  $F_{\tau\blacklozenge}$  ve svaru** (rovnice 3.25)

$$F_{\tau_{\parallel}2} = 3 \cdot 51\,315$$

$$F_{\tau_{\parallel}2} = \underline{\underline{153\,945 \text{ N}}}$$

**Minimální délka svaru** (rovnice 3.27)

$$L_{2smin} = \frac{\frac{1,1 \cdot 3 \cdot 51\,315}{\frac{1}{\sqrt{3}} \cdot 235 \cdot 10^6} + 4 \cdot 0,005^2}{4 \cdot 0,005}$$

$$L_{2smin} = 0,067 \text{ m} = \underline{\underline{67 \text{ mm}}}$$

Jako nosnou délku jednoho svaru volím  $90 \text{ mm} - a_1 (5 \text{ mm}) = 85 \text{ mm}$

## 4.4 NÁVRH ČEPU

### 4.4.1 KONTROLA ČEPU NA SMYK

**Minimální průměr čepu** (rovnice 3.29)

$$d_{\check{c}2} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot \sqrt{3} \cdot 51\,315}{\pi \cdot 2 \cdot 235 \cdot 10^6}}$$

$$d_{\check{c}2} \geq 0,0269 \text{ m} = \underline{\underline{26,9 \text{ mm}}} \dots \text{volím } 35 \text{ mm}$$

### 4.4.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

**Minimální délka vnější trubky** (rovnice 3.21)

$$h_{tvne,min} \geq \frac{3 \cdot 51\,315}{2 \cdot 0.035 \cdot 90 \cdot 10^6}$$

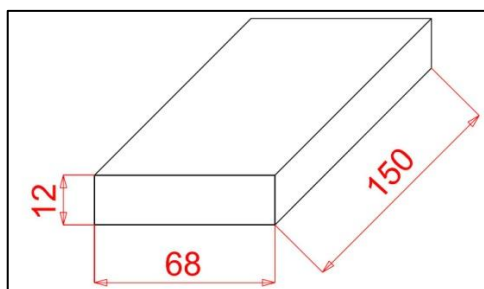
$$h_{tvne,min} \geq 0,0244 \text{ m} \geq \underline{\underline{24,4 \text{ mm}}} \dots \text{volím } 25 \text{ mm}$$

**Minimální délka vnitřní trubky** (rovnice 3.21)

$$h_{tvni,min} \geq \frac{3 \cdot 51\,315}{1 \cdot 0.035 \cdot 90 \cdot 10^6}$$

$$h_{tvni,min} \geq 0,0488 \text{ m} \geq \underline{\underline{48,8 \text{ mm}}}$$

## 4.5 NÁVRH VODÍCH DESEK



Obr. 4.7 Tvar a rozměry vodící desky

## 4.6 KONTROLA BOULENÍ

**Stojina namáhaná tlakem (vnitřní jákl),** (rovnice 3.30)

$$\frac{0,14 - 3 \cdot 0,008}{0,008} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235}{235 \cdot 10^6}}$$

14,5 ≤ 42 ... podmínka vyhovuje

**Pásnice namáhaná tlakem (vnitřní jákl),** (rovnice 3.31)

$$\frac{(0,1 - 3 \cdot 0,008)}{0,008} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235}{235 \cdot 10^6}}$$

9,5 ≤ 42 ... podmínka vyhovuje

**Stojina namáhaná tlakem (vnější jákl),** (rovnice 3.30)

$$\frac{0,18 - 3 \cdot 0,008}{0,008} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235}{235 \cdot 10^6}}$$

19,5 ≤ 42 ... podmínka vyhovuje

**Pásnice namáhaná tlakem (vnější jákl),** (rovnice 3.31)

$$\frac{(0,12 - 3 \cdot 0,008)}{0,008} \leq 42 \cdot \sqrt{\frac{235}{235 \cdot 10^6}}$$

12 ≤ 42 ... podmínka vyhovuje

## 4.7 VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU

*Tabulka č. 4.1 průhyby při  
přesazení jáklů*

přesazení profilů [mm]	průhyb r [mm]
100	23,5
150	13,55
200	11,35
250	8,96
300	7,38
350	6,25
400	5,41
450	4,75
500	4,22

*Tabulka č. 4.2 ohybové momenty,  
na velikosti přesazení jáklů*

přesazení profilů [mm]	ohybový moment M <sub>o</sub> [Nm]
100	3617,71
150	2085,95
200	1747,28
250	1379,35
300	1136,11
350	962,16
400	832,84
450	731,24
500	649,65

*Tabulka č. 4.3 napětí v ohybu,  
na velikosti přesazení jáklů*

přesazení profilů [mm]	napětí v ohybu σ <sub>o</sub> [MPa]
100	29,88
150	17,23
200	14,43
250	11,39
300	9,38
350	7,95
400	6,88
450	6,04
500	5,37

U tohoto zařízení je zvoleno přesazení profilů 500 mm.

#### **Maximální ohybový moment $M_{0max}$**

$$M_{02max} = 51315 \cdot 3 \cdot 4,22 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{02max} = \underline{\underline{649,65 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

#### **Průřezový modul v ohybu $W_o$**

$$W_{02} = \frac{8,4765 \cdot 10^{-6}}{\frac{0,14}{2}}$$

$$W_{02} = 1,2023 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = \underline{\underline{120\,236 \text{ mm}^3}}$$

#### **Napětí v ohybu $\sigma_o$**

$$\sigma_{02} = \frac{649,65}{1,2023 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{02} = \underline{\underline{5,4 \text{ MPa}}}$$

## **4.8 KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ**

#### **Napětí v tlaku (rovnice 3.1)**

$$\sigma_{d2} = \frac{3 \cdot 51\,315}{3,364 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{d2} = \underline{\underline{45,76 \text{ MPa}}}$$

#### **Kombinované namáhání v bodě A (rovnice 3.35)**

$$\sigma_{KOM(A)} = 45,76 + 5,4 \leq \frac{235}{3}$$

$$\sigma_{KOM(A)} = \underline{\underline{51,16 \text{ MPa} \leq 78,33 \text{ MPa} \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

#### **Kombinované namáhání v bodě B (rovnice 3.35)**

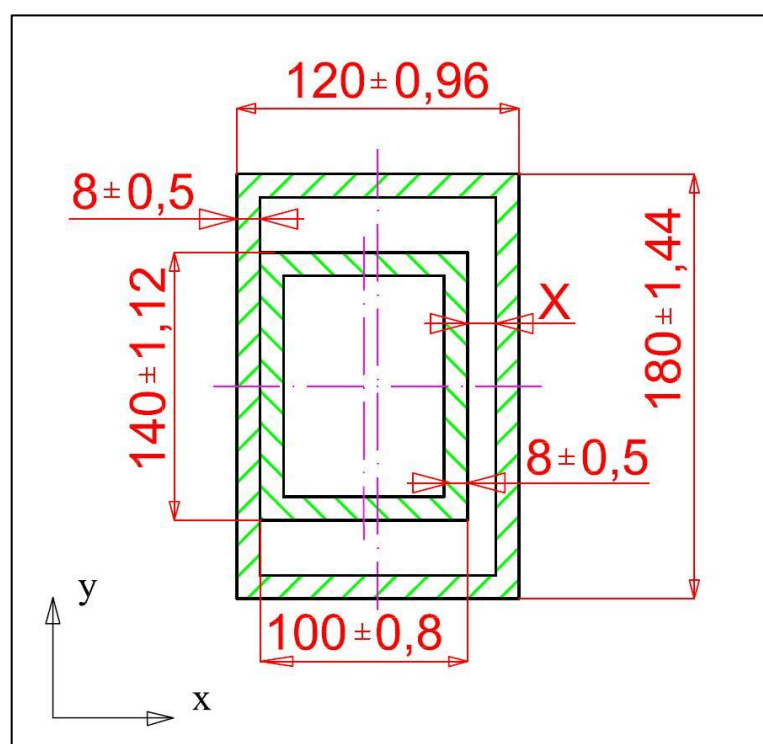
$$\sigma_{KOM(B)} = 45,76 - 5,4 \leq \frac{235}{3}$$

$$\sigma_{KOM(B)} = \underline{\underline{40,36 \text{ MPa} \leq 78,33 \text{ MPa} \dots \text{podmínka vyhovuje}}}$$

## 4.9 ROZMĚROVÝ ŘETĚZEC

Tabulka č. 4.4 Rozměrové a geometrické tolerance

	JÄKL 180x120x8	JÄKL 140x100x8
<b>výška jáklu H</b>	$\pm 0,8\%$ mm $\rightarrow$ 1,44 mm	$\pm 0,8\%$ mm $\rightarrow$ 1,12 mm
<b>šířka jáklu B</b>	$\pm 0,8\%$ mm $\rightarrow$ 0,96 mm	$\pm 1\%$ mm $\rightarrow$ 0,8 mm
<b>tloušťka jáklu T</b>	$\pm 0,5$ mm	$\pm 0,5$ mm
<b>vypuklost/vydatost</b>	max. 0,8%, min. 0,5 mm	max. 0,8%, min. 0,5 mm
<b>přímost</b>	max. 3 mm/m	max. 3 mm/m



Obr. 4.8 Rozměrový řetězec jáklů

**největší rozměr s maximální tolerancí – zvětšující se členy**

$$X = 120,96 - 2 \cdot 8,5 - 100,8 = 3,16 \text{ mm}$$

**největší rozměr s minimální tolerancí – zvětšující se členy**

$$X = 119,04 - 2 \cdot 8,5 - 100,8 = 1,24 \text{ mm}$$

**největší rozměr s maximální tolerancí – zmenšující se členy**

$$X = 120,96 - 2 \cdot 7,5 - 99,2 = 6,76 \text{ mm}$$

**největší rozměr s minimální tolerancí – zmenšující se členy**

$$X = 119,04 - 2 \cdot 7,5 - 99,2 = 4,84 \text{ mm}$$

## 4.10 NÁVRH DOPLŇKŮ ZVEDACÍHO ZAŘÍZECÍ

### 4.10.1 VOLBA TŘMENU

**Maximální x-ová složka síly** (rovnice 2.5)

$$F_{x,2\max} = \frac{12\,000 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg} 41,08^\circ}{2}$$

$$F_{x2,\max} = \underline{\underline{51\,315\,N}}$$

**Síla v ose y** (rovnice 2.6)

$$F_{y2} = \frac{12\,000 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{y2} = \underline{\underline{58\,860\,N}}$$

**Výsledná síla v horním oku** (rovnice 2.7)

$$F_{C2} = \sqrt{51\,315^2 + 58\,860^2}$$

$$F_{C2} = \underline{\underline{78\,088\,N}}$$

**Minimální nosnost třmenu v horním oku** (rovnice 3.36)

$$m_{TH2} = \frac{78\,088}{9,81}$$

$$m_{TH2} = \underline{\underline{7\,960\,kg}}$$

**Minimální nosnost třmenu ve spodním oku** (rovnice 3.36)

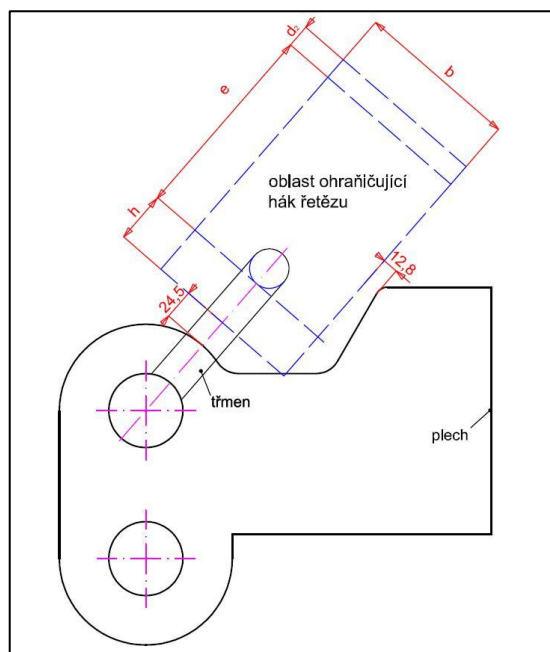
$$m_{TS1} = \frac{58\,860}{9,81}$$

$$m_{TS1} = \underline{\underline{6\,000\,kg}}$$

Pro obě díry v plechu je volen třmen o nosnosti 12 000 kg, dle [5].

Zde je volena nosnost třmenu také vyšší, aby se hák nedostal do kontaktu s plechovým úchytem. Ohraničený hák zavěšený ve třmenu je naznačen na obrázku 4.9.





Obr. 4.9 Ohraničující oblast řetězového háku zavěšeného do třmenu (kresleno v měřítku)

#### 4.10.2 VOLBA HÁKU A ŘETĚZU

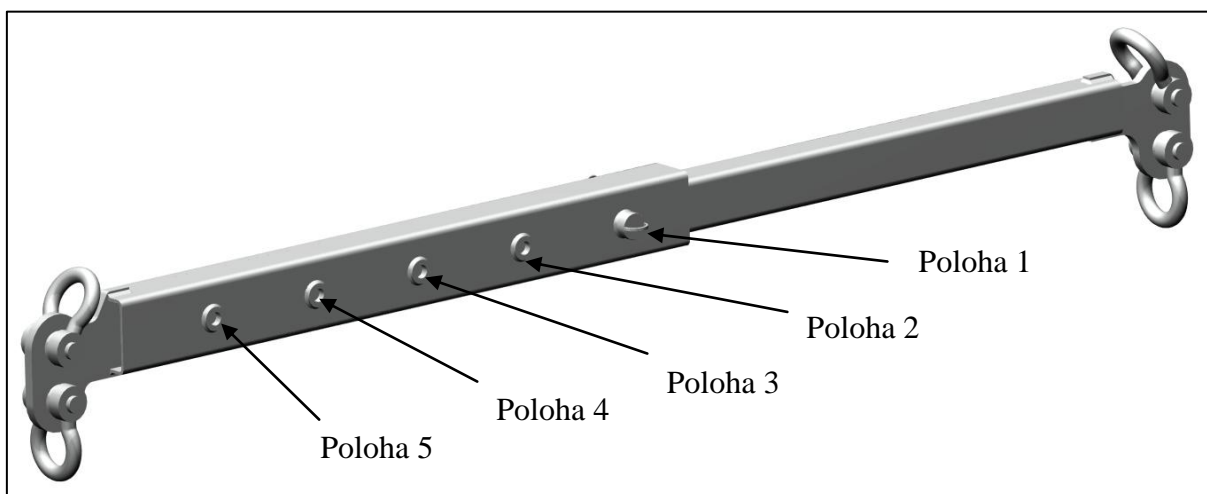
Hák je volen dle [5] z tabulky na obrázku 3.29 o nosnosti 8 000 kg. Řetězový úvazek je použit třídy 10. Pro zavěšení zařízení na jeřábový hák se použije úvazek dvoupramenný o nosnosti 14 000 kg. U spojení břemene se zařízením se použijí řetězy jednopramenné o nosnosti 6 700 kg.

Typ úvazku											
Úhel sklonu	-	0° - 45°	45° - 60°	0° - 45°	45° - 60°	-	0° - 45°	45° - 60°	0° - 45°	0° - 45°	-
Zátěžový faktor	1	1,4	1	2,1	1,5	0,8	1,12	0,8	1,4	2,1	1,6
Ø řetězu	Nosnost (kg)										
6	1400	2000	1400	3000	2120	1120	1600	1120	2000	3000	2240
8	2500	3550	2500	5300	3750	2000	2800	2000	3550	5300	4000
10	4000	5600	4000	8000	6000	3150	4250	3150	5600	8000	6300
13	6700	9500	6700	14000	10000	5300	7500	5300	9500	14000	10600
16	10000	14000	10000	21200	15000	8000	11200	8000	14000	21200	16000
19	14000	20000	14000	30000	21200	11200	16000	11200	20000	30000	22400
22	19000	26500	19000	40000	28000	15000	21200	15000	26500	40000	30000
26	26500	37500	26500	56000	40000	21200	30000	21200	37500	56000	42500

Obr. 4.10 Tabulka nosností řetězových úvazků třídy 10 [5]

## 5. PRACOVNÍ POLOHY ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

Na obrázku 5.1 jsou naznačeny pracovní polohy, pro které je toto zařízení konstruováno. K těmto polohám je vytvořena tabulka 5.1. Ta uvádí rozměry, jaké by měly břemena mít, aby s nimi mohlo být manipulováno.



Obr. 5.1 Polohy rozpěrného zařízení

Tab. 5.1 Pracovní délky rozpěrných zařízení

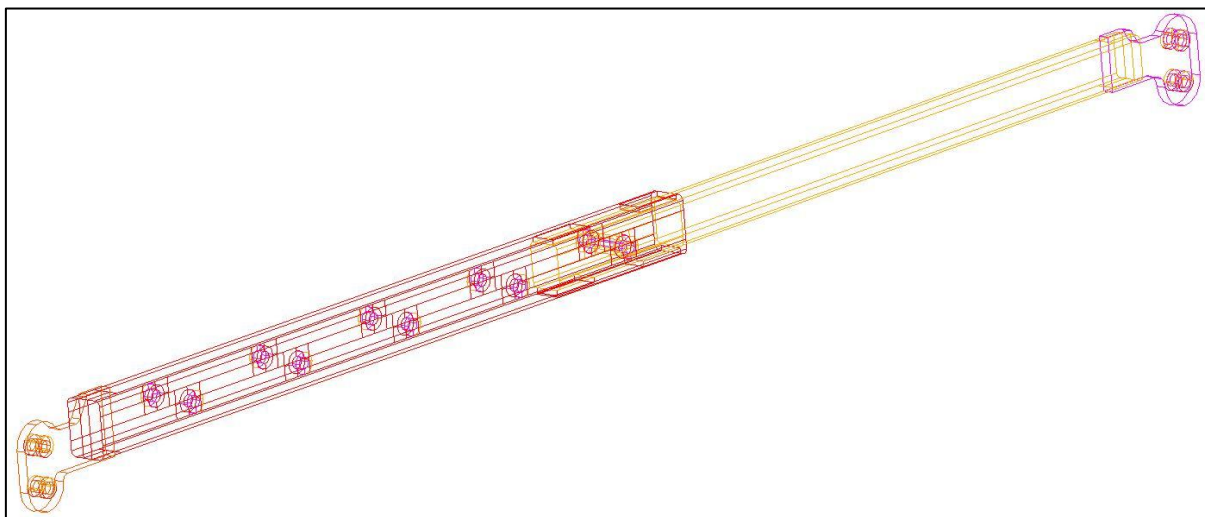
<b>Poloha</b>	<b>Rozpěrná délka [mm], 7 000 kg</b>	<b>Rozpěrná délka [mm], 12 000 kg</b>
<b>1</b>	2 600	4 600
<b>2</b>	2 357,5	4 160
<b>3</b>	2 115	3 720
<b>4</b>	1 872,5	3 280
<b>5</b>	1 630	2 840

## 6. KONTROLA ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

Výpočet a kontrola u zařízení na 7 000 a 12 000 kg je provedena v programu NX-IDEAS 11, pro maximální vysunutí a kratším vázacím prostředku, při které vznikne maximální síla působící na profily. Konstrukce obou zařízení jsou totožné a liší se pouze v rozměrech a tudíž u obou modelů je stejný postup při jejich vytvoření modelu ve skicáři, vytvoření konečnoprvkové sítě, náhrad a zatížení. Pro zjednodušení je uvedena tvorba modelu až po výpočet pro zvedací zařízení 12 000 kg.

### 6.1 TVORBA MODELU

Nejdříve bylo zařízení vymodelováno objemovými díly, přičemž jákly jsou brány jako tenkostěnné prvky (tloušťka je řádově menší než ostatní rozměry) a jsou při vysunutí nahrazeny řezem tvořeným střednicemi. Model se pak rozdělí do skupin na části, kterými je zvedací zařízení tvořeno. Vnitřní a vnější profil je tvořen v těchto skupinách pouze plochami profilů. Celkový vytvořený model je zobrazen na obrázku 6.1.

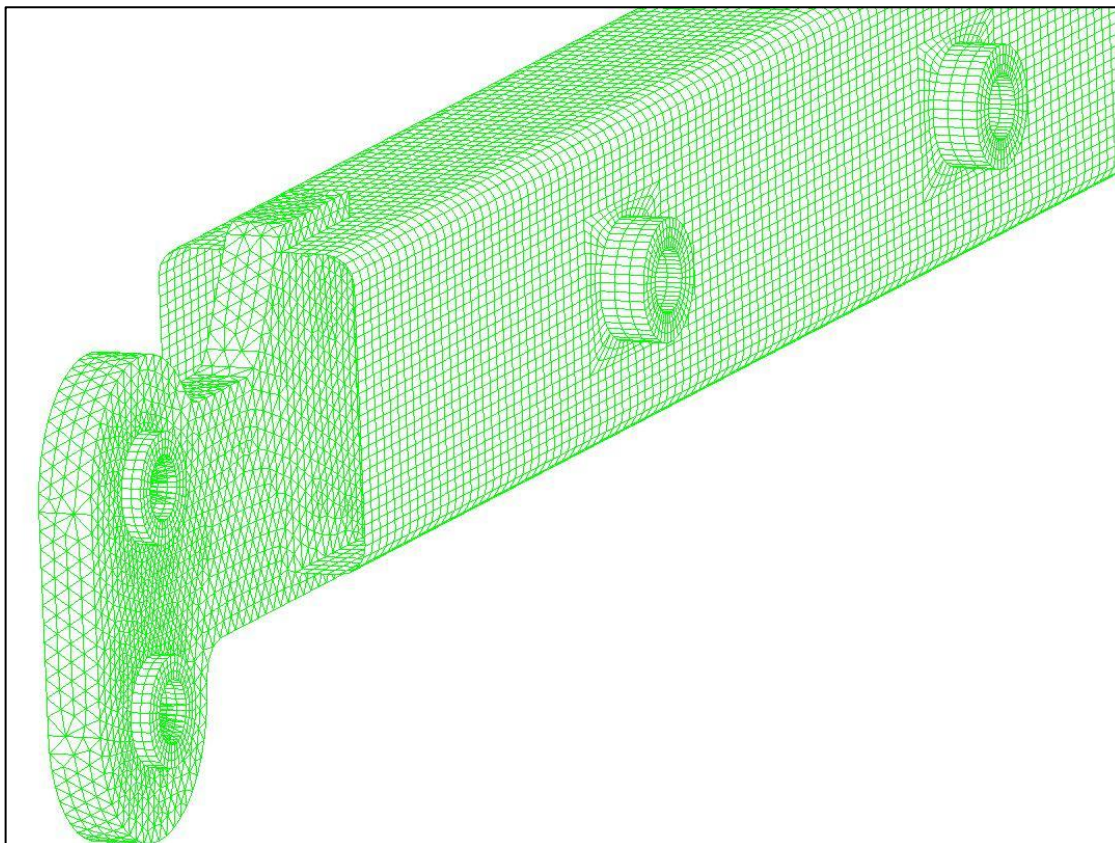


*Obr. 6.1 Model vytvořený ze skupin částí zvedacího zařízení*

Další úpravou je rozdělení ploch profilů, k možnému vytvoření mapované sítě. Takto vytvořený model je připraven k vysítování.

### 6.2 TVORBA KONEČNOPRVKOVÉ SÍTĚ

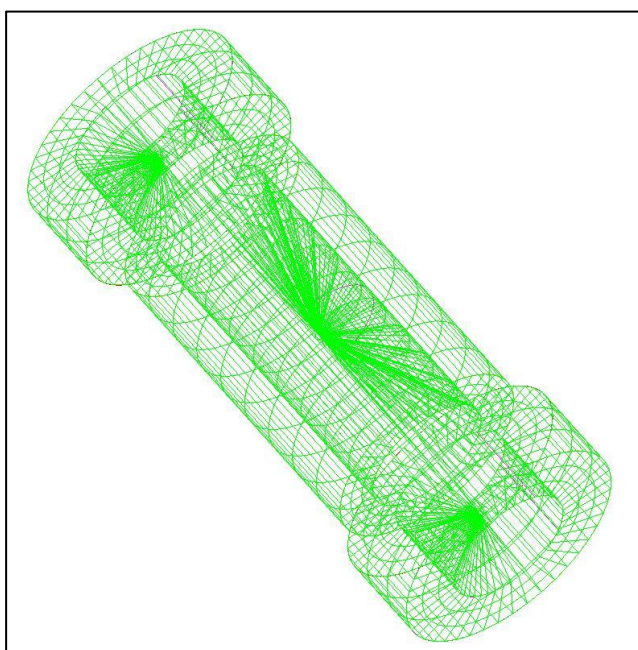
U tohoto modelu jsou použity dva typy elementů – plošné (shell) a objemové (solid). Rovinné elementy jsou použity pro jákly, jak bylo uvedeno v kapitole 6.1 a tvoří mapovanou síť, které je přiřazena tloušťka profilu. Objemové elementy tvoří zbytek sítě, které jsou u většiny dílů mapované (tvořené krychlemi), pouze plechy jsou kvůli složitějším tvarům síťovány volně (čtyřhrany). Na obrázku 6.2 je část takto vytvořené konečnoprvkové sítě.



*Obr. 6.2 Ukázka části konečnoprvkové sítě zvedacího zařízení*

### 6.2.1 NÁHRADA ČEPU

Pro zjednodušení výpočtu v programu I-DEAS je čep, který zajišťuje správné nastavení délky na zvedání, nahrazen prvky constraint. Ty se mohou částečně deformovat v závislosti na deformaci modelu a nejsou dokonale tuhé jako prvek rigid. Tato náhrada (obrázek 6.3) je tvořena uzlem, který se nachází uprostřed na středové ose vnitřní trubky a je spojený s uzly umístěnými na vnitřní ploše této trubky. Aby se výsledek více přiblížil skutečnosti, je středový uzel spojený pouze s tou částí plochy, která je namáhána na otláčení. Tento postup je provedený také u vnějších trubek. Místa, kde dojde k otláčení, jsou naznačena na obrázku 6.3.

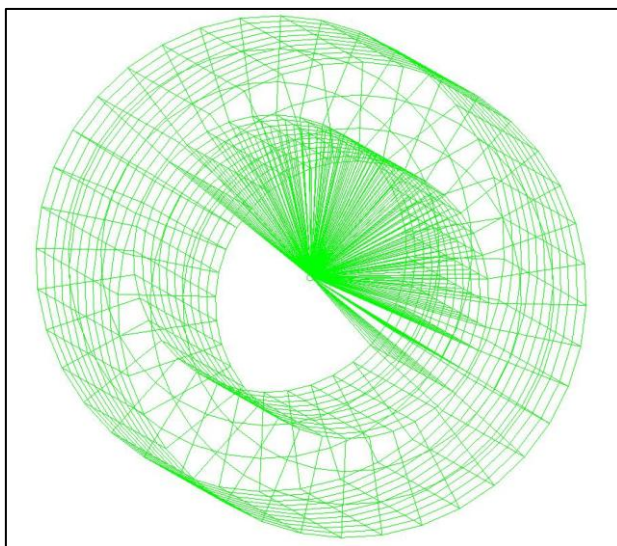


*Obr. 6.3 Náhrada čepu prvky constraint*

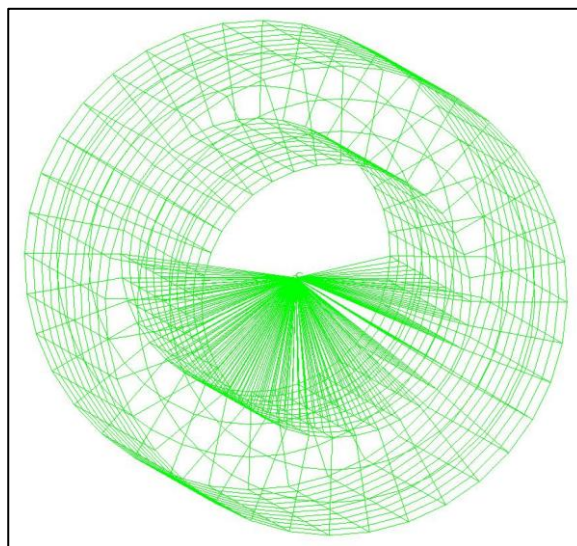


U takto vzniklé úpravy se tato soustava chová jako tři čepy. Aby\ došlo k jejich sjednocení, je použit prvek coupled dof, který spojuje středové uzly do jednoho. Tento prvek stanovuje počet stupňů volnosti mezi zvolenými uzly a tím umožňuje vzájemný pohyb těchto uzlů ve směrech a kolem os, které se mu nadefinují. U tohoto čepu je definováno, že středové body se budou pohybovat ve všech osách x, y, z stejně.

Nahrazení čepu třmenů v trubkách je provedeno pomocí constraintů. Tyto prvky spojují uzly ve středu osy trubky s uzly umístěnými na ploše, která bude otláčená od čepu. Náhrada třmenu v horním oku je naznačena na obrázku 6.4 a ve spodním oku na obrázku 6.5.



Obr. 6.4 Náhrada čepu třmenu v horní trubce plechu



Obr. 6.5 Náhrada čepu třmenu ve spodní trubce plechu

Tab. 6.1 Počet elementů sítě

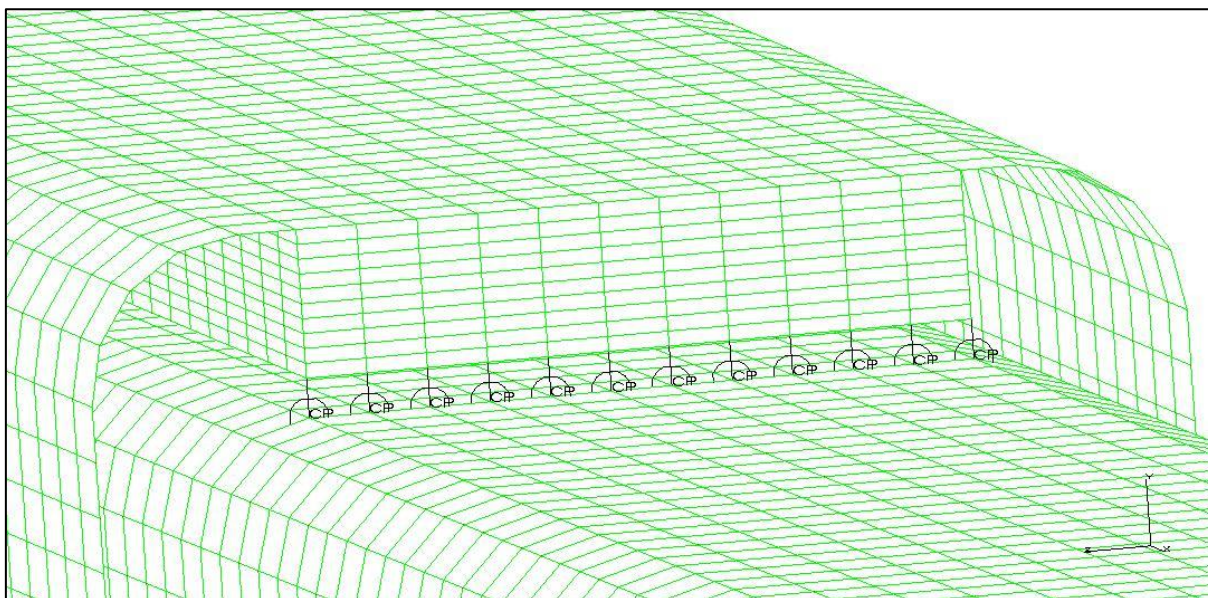
	zařízení 7 000 kg	zařízení 12 000 kg
<b>počet elementů</b>	51 726	93 350
<b>počet prvků constraint</b>	7	7

### 6.2.2 NÁHRADA PŘÍMKOVÉHO KONTAKTU PROFILŮ

Jak bylo uvedeno v kapitole 3.7, vzniknou na tomto zařízení dva přímkové kontakty v místech, naznačených na obrázku 3.14. Pro zjednodušení této úlohy je nahrazena tvorba kontaktů spojením uzlů. U těchto uzlů sjednotíme jejich pohyb ve svislém směru podle osy y. Tato náhrada coupled dof je u jednoho přímkového kontaktu naznačena na obrázku 6.6.

Tab. 6.2 Počet prvků coupled dof

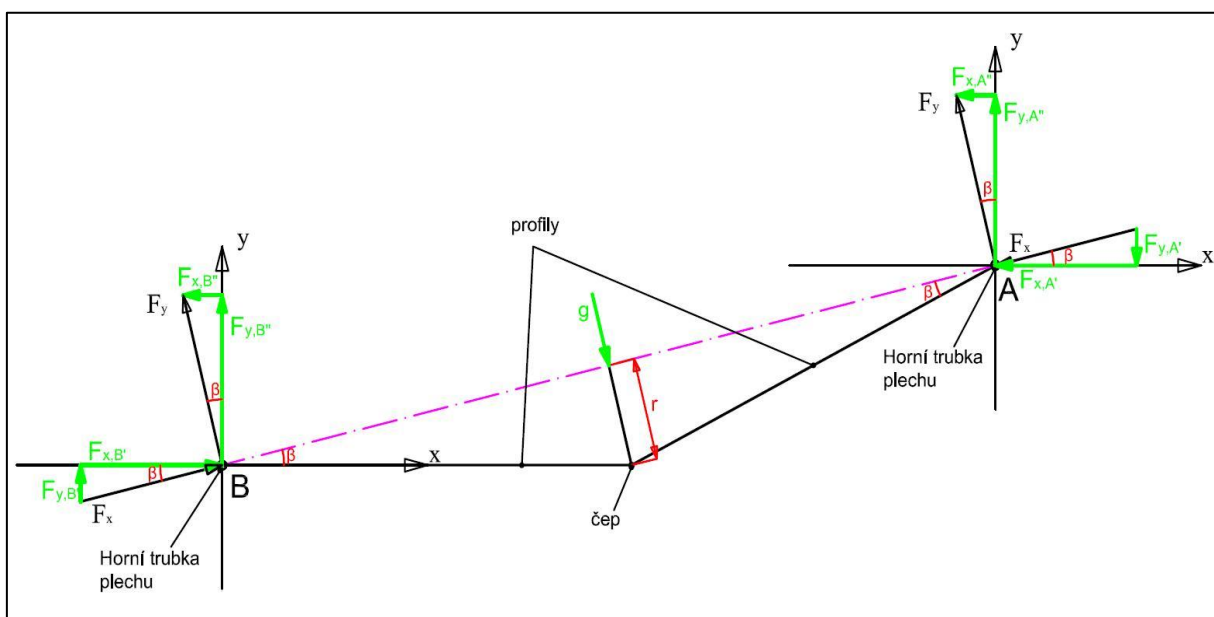
	zařízení 7 000 kg	zařízení 12 000 kg
<b>počet prvků coupled dof</b>	23	25



Obr. 6.6 Náhrada přímkového kontaktu pomocí prvků coupled dof

### 6.3 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

V poslední části se nastaví okrajové podmínky, v kterých se vytvoří vazby a zatížení. Středové uzly horních trubek jsou zatíženy složkami síly  $F_c$ , přepočítané do souřadného systému programu. Vazby jsou vytvořeny ve středových uzlech spodních trubek plechu a tvoří staticky určitý prostý nosník v rovině XY. Jeho pomyslná střednice je spojnice bodů A a B na obrázku 6.7. Touto úpravou vzniknou ve vazbách reakce odpovídající silám působícím ve spodních trubkách. Celkové síly působící v horních trubkách jsou součtem nebo rozdílem složek v daných osách (x, y). Tyto síly představují zavěšení břemene na zvedací zařízení, které je spojeno řetězovými úvazky s jeřábovým hákem a břemenem.



Obr. 6.7 Rozložení sil do os v programu I-DEAS

### Úhel $\beta$

$$\sin \beta = \frac{r}{L_{B, \text{čep}}} \Rightarrow \beta = \arcsin \frac{r}{L_{B, \text{čep}}}$$

kde:

$r$ ...vzdálenost na obrázku 5.7

$L_{B, \text{čep}}$ ...vzdálenost mezi čepem a horní trubkou plechu (bod B na obrázku 6.7)

### Výpočet sil v bodech A a B pro zařízení na 7 000 kg

#### Úhel $\beta_1$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{0,00391}{1,29}$$

$$\beta_1 = \underline{\underline{0,174^\circ}}$$

#### Síla $F_{xA'1}$

$$F_{xA'1} = 20\,900 \cdot \cos 0,174^\circ$$

$$F_{xA'1} = \underline{\underline{20\,899,9 \text{ N}}}$$

#### Síla $F_{yA'1}$

$$F_{yA'1} = 20\,900 \cdot \sin 0,174^\circ$$

$$F_{yA'1} = \underline{\underline{63,5 \text{ N}}}$$

#### Síla $F_{xA''1}$

$$F_{xA''1} = 34\,335 \cdot \sin 0,174^\circ$$

$$F_{xA''1} = \underline{\underline{104,3 \text{ N}}}$$

#### Síla $F_{yA''1}$

$$F_{yA''1} = 34\,335 \cdot \cos 0,174^\circ$$

$$F_{yA''1} = \underline{\underline{34\,334,8 \text{ N}}}$$

Složky sil v bodě B mají stejnou velikost jako složky sil v bodě A, což je patrné z obrázku 6.7 a proto se nemusí počítat.

#### Celková síla v bodě A v ose x

$$F_{C1}^{A,x} = -20\,899,9 - 104,3$$

$$F_{C1}^{A,x} = \underline{\underline{-21\,004,2 \text{ N}}}$$

#### Celková síla v bodě A v ose y

$$F_{C1}^{A,y} = -63,5 + 34\,334,8$$

$$F_{C1}^{A,y} = \underline{\underline{34\,271,3 \text{ N}}}$$

**Celková síla v bodě B v ose x**

$$F_{C1}^{B,x} = 20\,899,9 - 104,3$$

$$F_{C1}^{B,x} = \underline{\underline{20\,795,6\text{ N}}}$$

**Celková síla v bodě B v ose y**

$$F_{C1}^{B,y} = 63,5 + 34\,334,8$$

$$F_{C1}^{B,y} = \underline{\underline{34\,398,3\text{ N}}}$$

**Výpočet sil v bodech A a B pro zařízení na 12 000 kg****Úhel  $\beta_2$** 

$$\beta_2 = \arcsin \frac{0,00422}{23002,3}$$

$$\beta_2 = \underline{\underline{0,105^\circ}}$$

**Síla  $F_{xA'2}$** 

$$F_{xA'2} = 51\,315 \cdot \cos 0,105^\circ$$

$$F_{xA'2} = \underline{\underline{51\,314,9\text{ N}}}$$

**Síla  $F_{yA'2}$** 

$$F_{yA'2} = 51\,315 \cdot \sin 0,105^\circ$$

$$F_{yA'2} = \underline{\underline{94\text{ N}}}$$

**Síla  $F_{xA''2}$** 

$$F_{xA''2} = 58\,860 \cdot \sin 0,105^\circ$$

$$F_{xA''2} = \underline{\underline{107,9\text{ N}}}$$

**Síla  $F_{yA''2}$** 

$$F_{yA''2} = 58\,860 \cdot \cos 0,105^\circ$$

$$F_{yA''2} = \underline{\underline{58\,859,9\text{ N}}}$$

**Celková síla v bodě A v ose x**

$$F_{C2}^{A,x} = -51\,314,9 - 107,9$$

$$F_{C2}^{A,x} = \underline{\underline{-51\,422,8\text{ N}}}$$

**Celková síla v bodě A v ose y**

$$F_{C2}^{A,y} = -94 + 58\,859,9$$

$$F_{C2}^{A,y} = \underline{\underline{58\,765,9\text{ N}}}$$



#### Celková síla v bodě B v ose x

$$F_{C2}^{B,x} = 51\,314,9 - 107,9$$

$$F_{C2}^{B,x} = \underline{\underline{51\,207\text{ N}}}$$

#### Celková síla v bodě B v ose y

$$F_{C2}^{B,y} = 94 + 58\,859,9$$

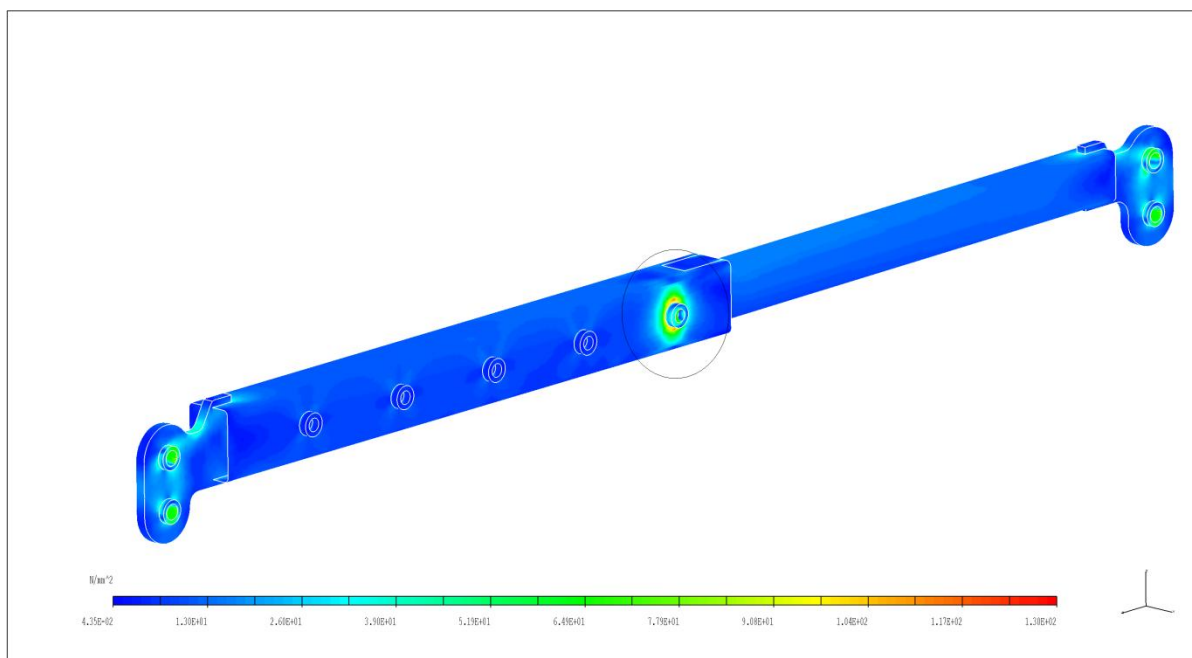
$$F_{C2}^{B,y} = \underline{\underline{58\,953,9\text{ N}}}$$

## 6.4 VÝSLEDKY VÝPOČTU

Obě zařízení jsou dle normy [3, str. 21] zatíženy třemi stavy, které odpovídají 1x, 2x a 3x nosnosti zvedaného břemene. U těchto výpočtů je použita hypotéza HMM. Napětí, které touto hypotézou vyjde, je porovnáno s mezí kluzu konstrukční oceli S 235, která byla použita ve výpočtech. Třetí stav se porovná i s mezí pevnosti, pokud dojde k překročení meze kluzu, protože zařízení se u tohoto stavu může deformovat. Pokud je maximální napětí větší než mez kluzu oceli S 235, překontroluje se zařízení s ocelí vyšší třídy (S 275 nebo S 355). Pokud by ani u těchto ocelí nebyla podmínka splněna, musí se upravit místa s vysokým napětím.

### 6.4.1 ZAŘÍZENÍ NA 7 000 KG

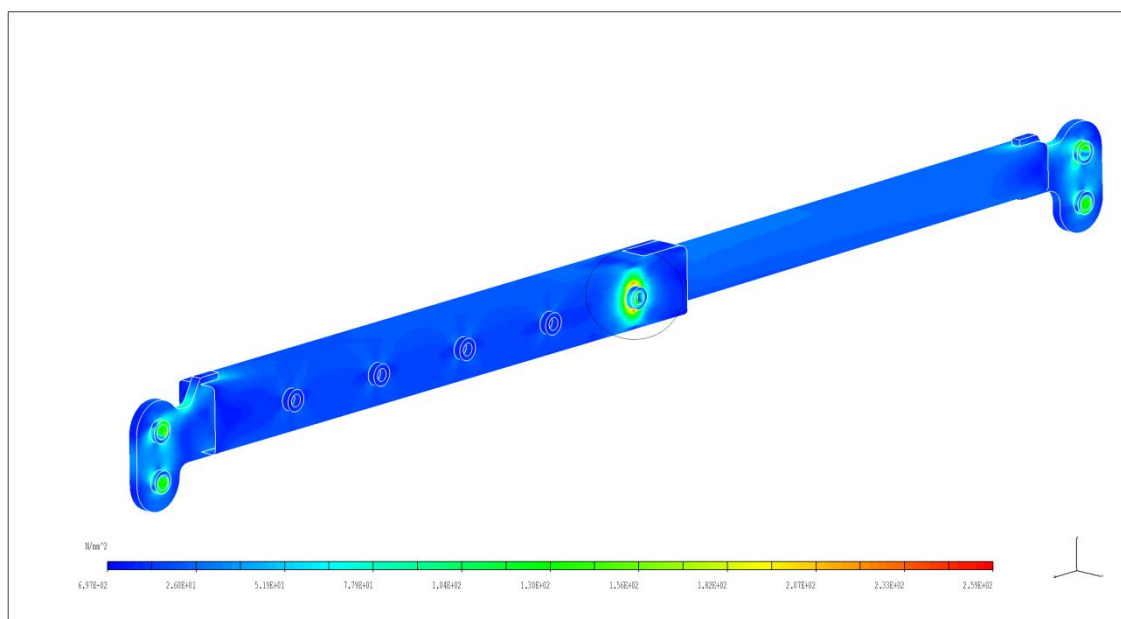
**Hmotnost břemene 7 000 kg**



Obr. 6.8 Redukované napětí vypočítané metodou HMM, hmotnost břemene 7 000 kg

Maximální napětí [MPa]	Mez kluzu $R_e$ [MPa]	Vyhodnocení
119	235 (225)	<b>VYHOVUJE</b>

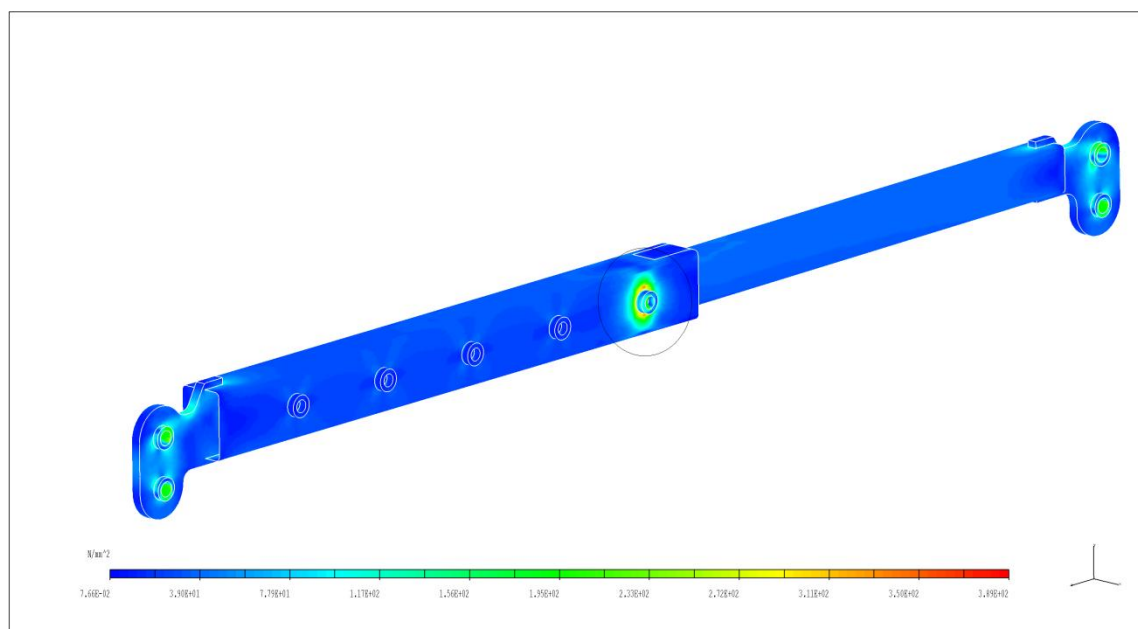
### Hmotnost břemene 14 000 kg



Obr. 6.9 Redukované napětí vypočítané metodou HMM, hmotnost břemene 14 000 kg

Maximální napětí [MPa]	Mez kluzu $R_e$ [MPa]	Vyhodnocení
238	235 (225)	NEVYHOVUJE
238	275 (265)	VYHOVUJE

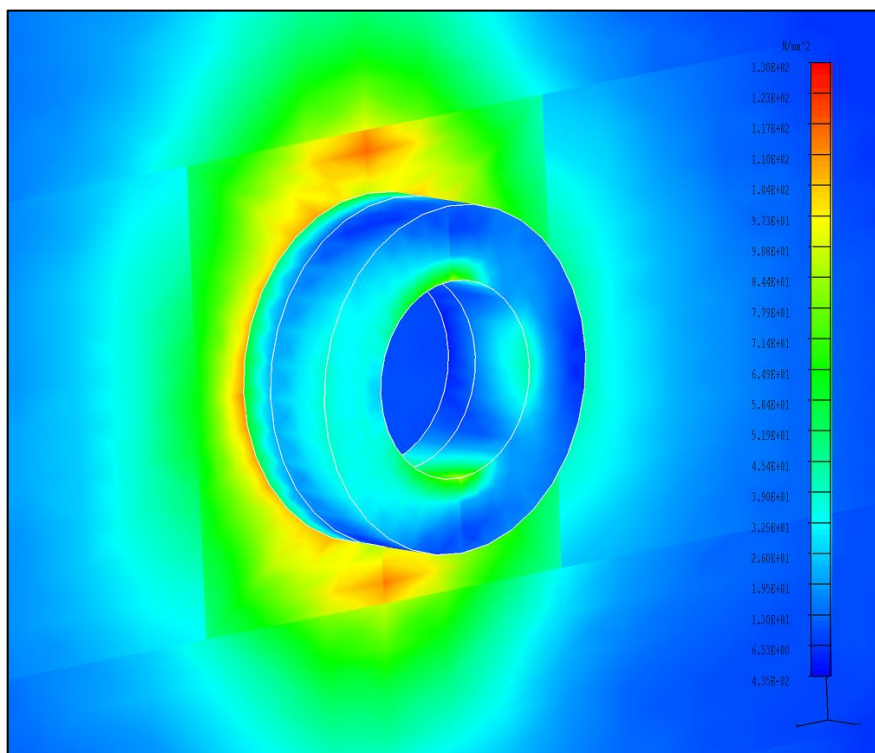
### Hmotnost břemene 21 000 kg



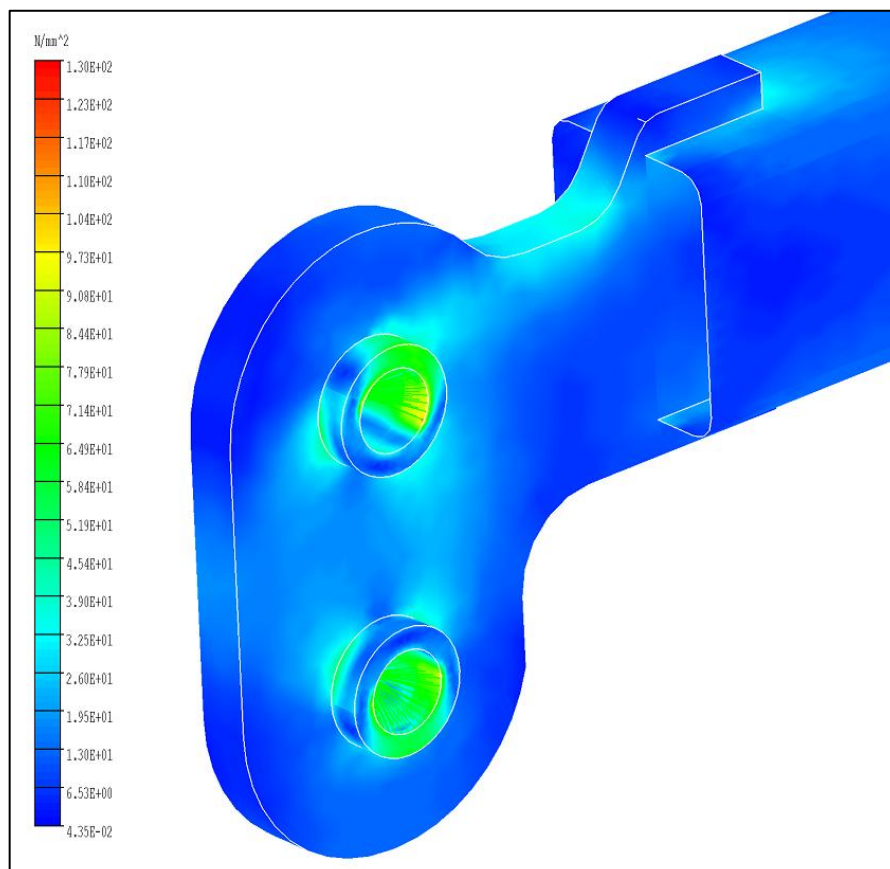
Obr. 6.10 Redukované napětí vypočítané metodou HMM, hmotnost břemene 21 000 kg

Maximální napětí [MPa]	Mez kluzu $R_e$ /pevnosti $R_m$ [MPa]	Vyhodnocení
357	275 (265) - $R_e$	NEVYHOVUJE
357	430 - $R_m$	VYHOVUJE

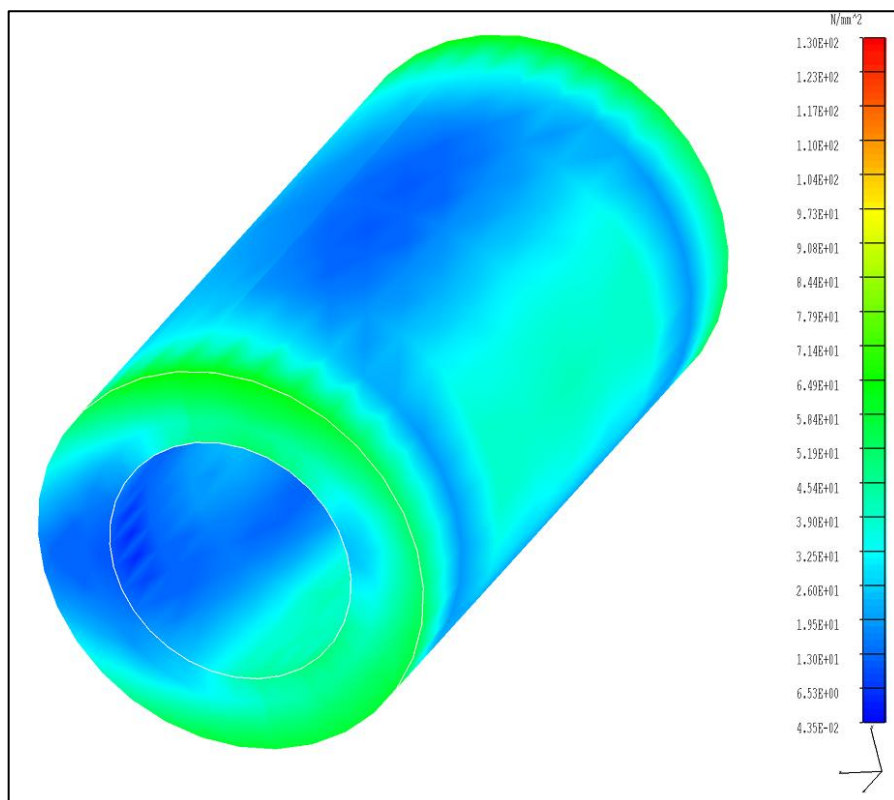
Z porovnání, které bylo provedeno pro 3 stavy, bude pro zařízení na 7 000 kg použita konstrukční ocel S 275. Dále jsou zde znázorněny detailní průběhy napětí v místě, kde se zasouvá čep, plechového úchytu vnitřního profilu, vnitřní trubky a vodící desky (pro provozní nosnost 7 000 kg).



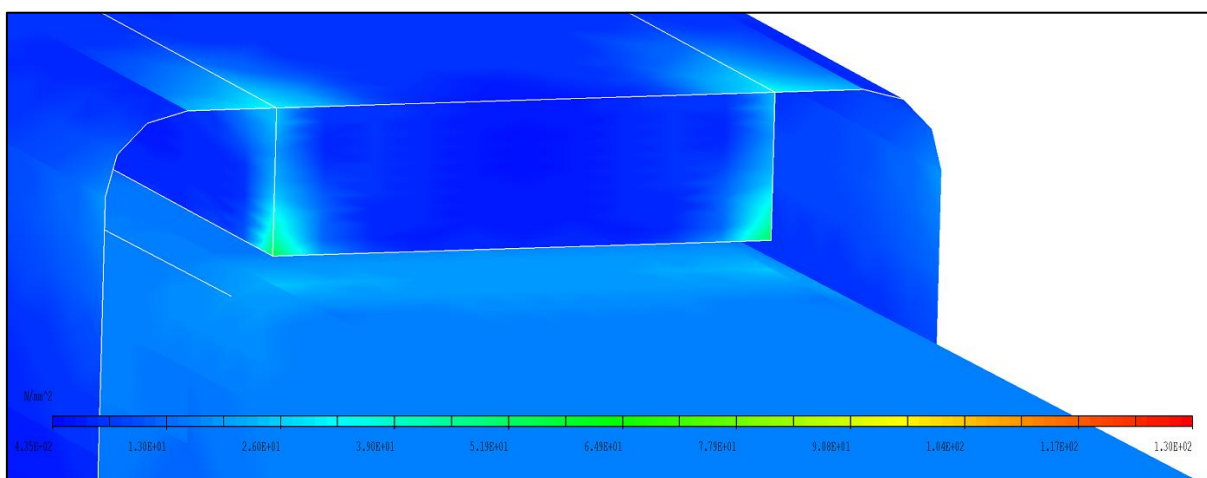
Obr. 6.11 Místo pro zasunutí čepu, redukované napětí vypočítané metodou HMM



Obr. 6.12 Plech vnitřního profilu, redukované napětí vypočítané metodou HMM



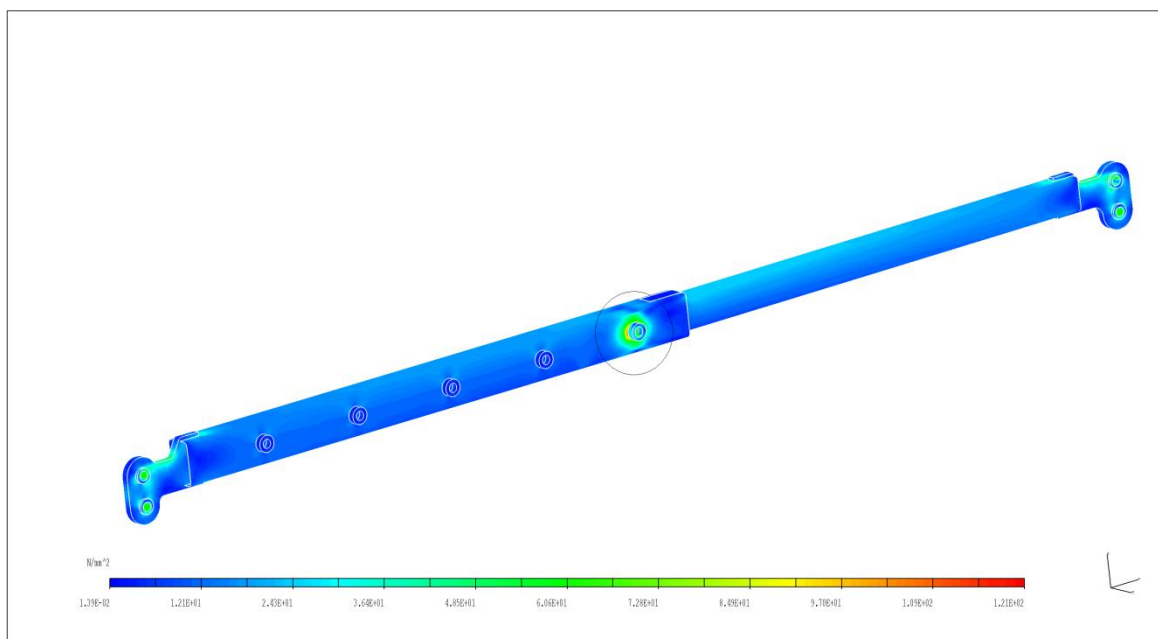
Obr. 6.13 Trubka svařená s vnitřním profilem, redukované napětí vypočítané metodou HMH



Obr. 6.14 Detail vodící desky, redukované napětí vypočítané metodou HMH

## 6.4.2 ZAŘÍZENÍ NA 12 000 KG

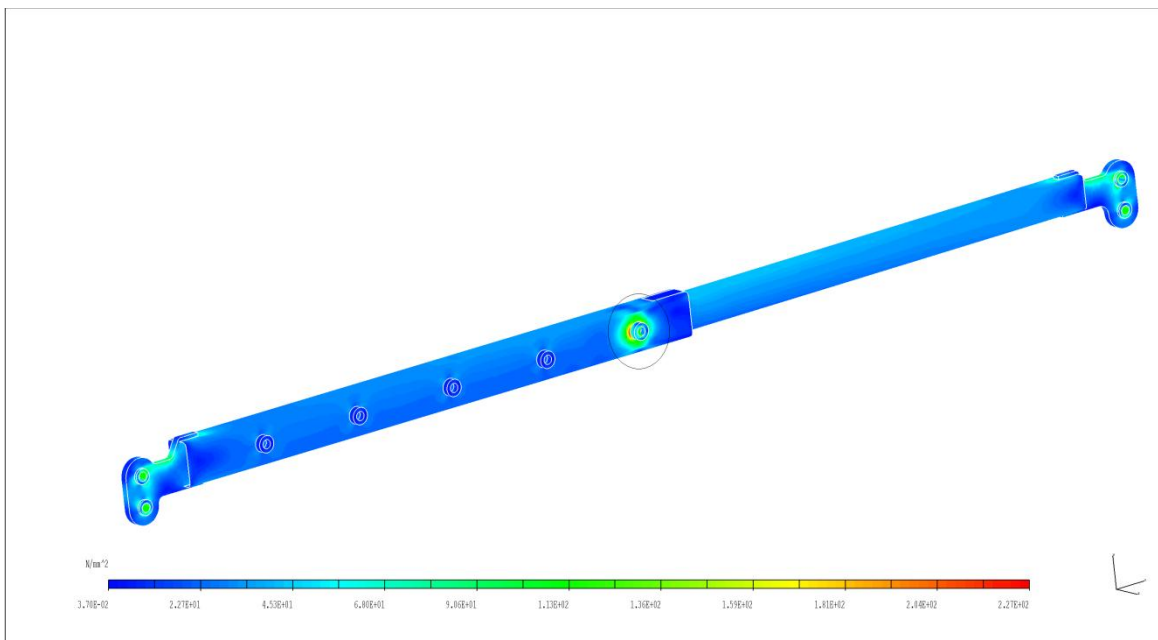
**Hmotnost břemene 12 000 kg**



Obr. 6.15 Redukované napětí vypočítané metodou HMM, hmotnost břemene 12 000 kg

Maximální napětí [MPa]	Mez kluzu $R_e$ [MPa]	Vyhodnocení
121	235 (225)	VYHOVUJE

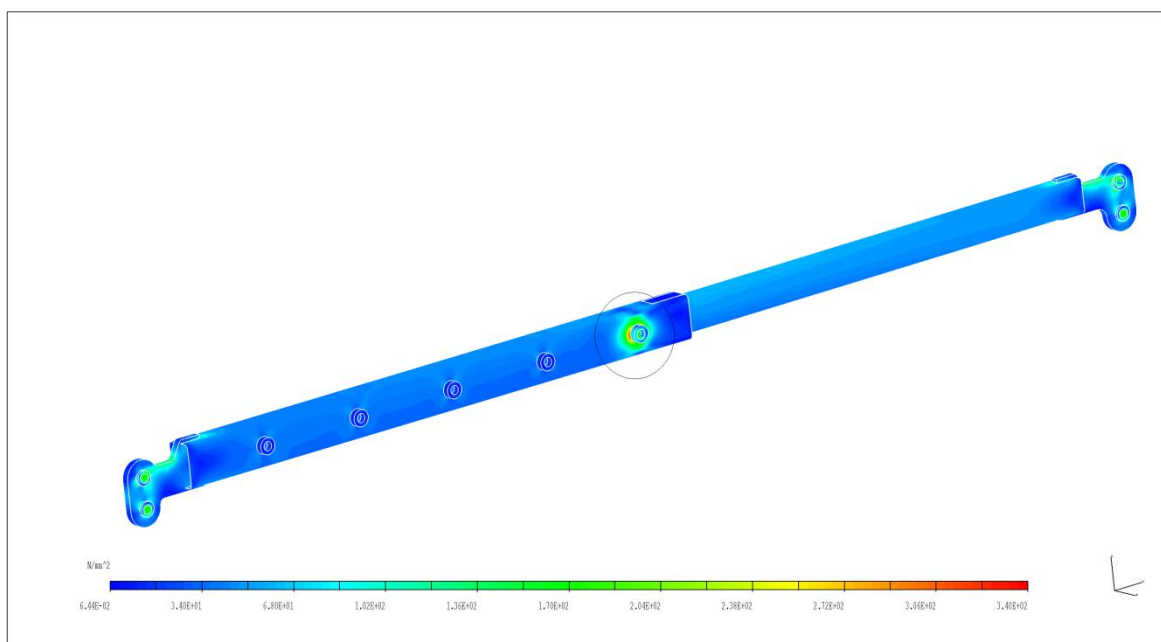
**Hmotnost břemene 24 000 kg**



Obr. 6.16 Redukované napětí vypočítané metodou HMM, hmotnost břemene 24 000 kg

Maximální napětí [MPa]	Mez kluzu $R_e$ [MPa]	Vyhodnocení
223	235 (225)	VYHOVUJE

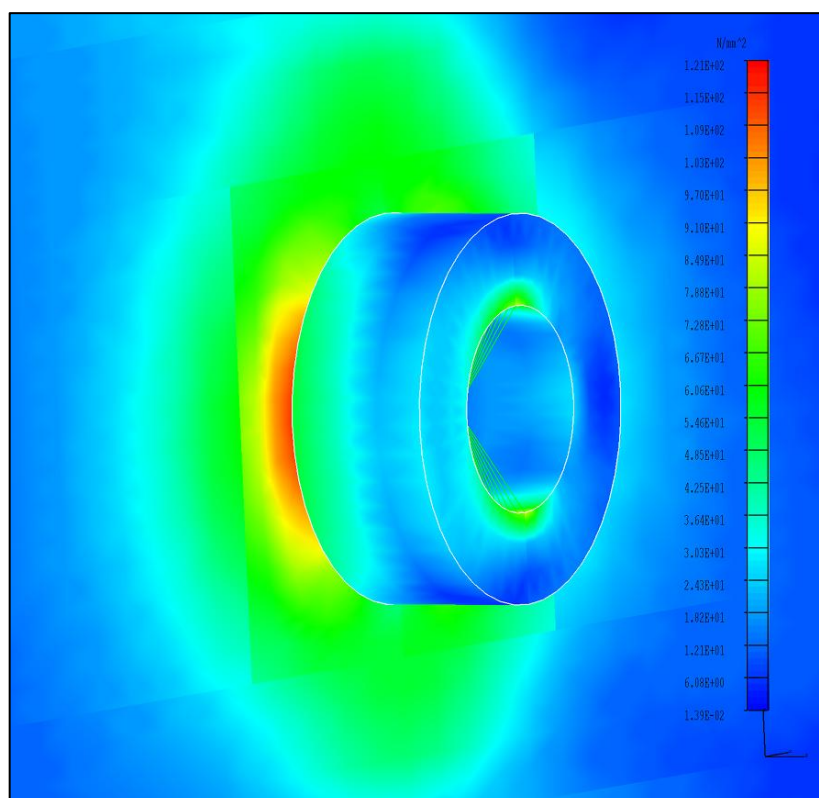
### Hmotnost břemene 36 000 kg



Obr. 6.17 Redukované napětí vypočítané metodou HMH, hmotnost břemene 36 000 kg

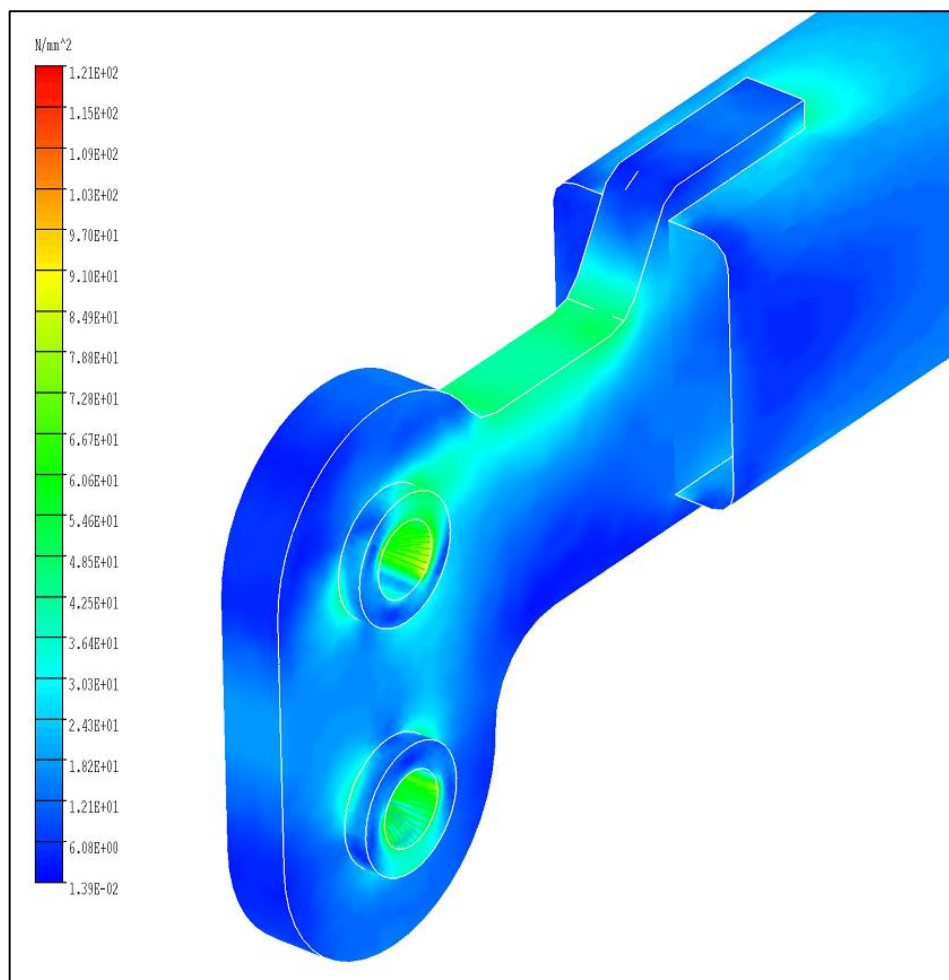
Maximální napětí [MPa]	Mez kluzu $R_e$ /pevnosti $R_m$ [MPa]	Vyhodnocení
340	235 (225)	NEVYHOVUJE
340	360	VYHOVUJE

Pro zvedací zařízení o nosnosti 12 000 kg je použita konstrukční ocel S 235. Detaily napětí jsou uvedeny na obrázcích 6.18 – 6.21 pro provozní nosnost 12 000 kg.

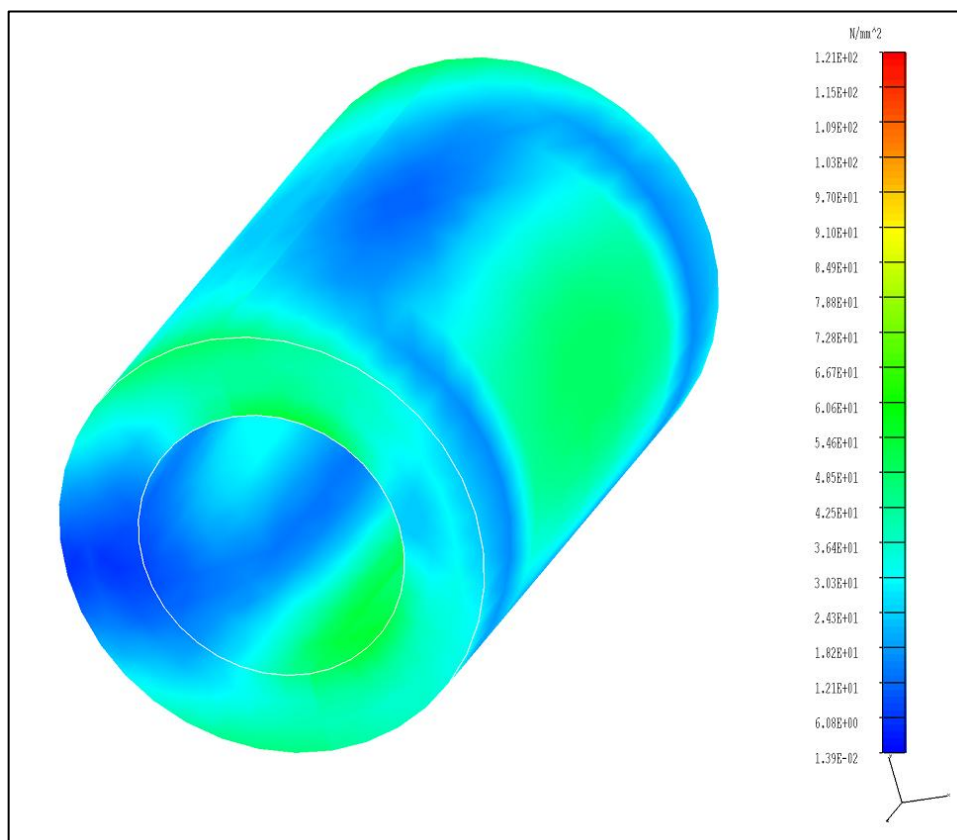


Obr. 6.18 Místo pro zasunutí čepu, redukované napětí vypočítané metodou HMH

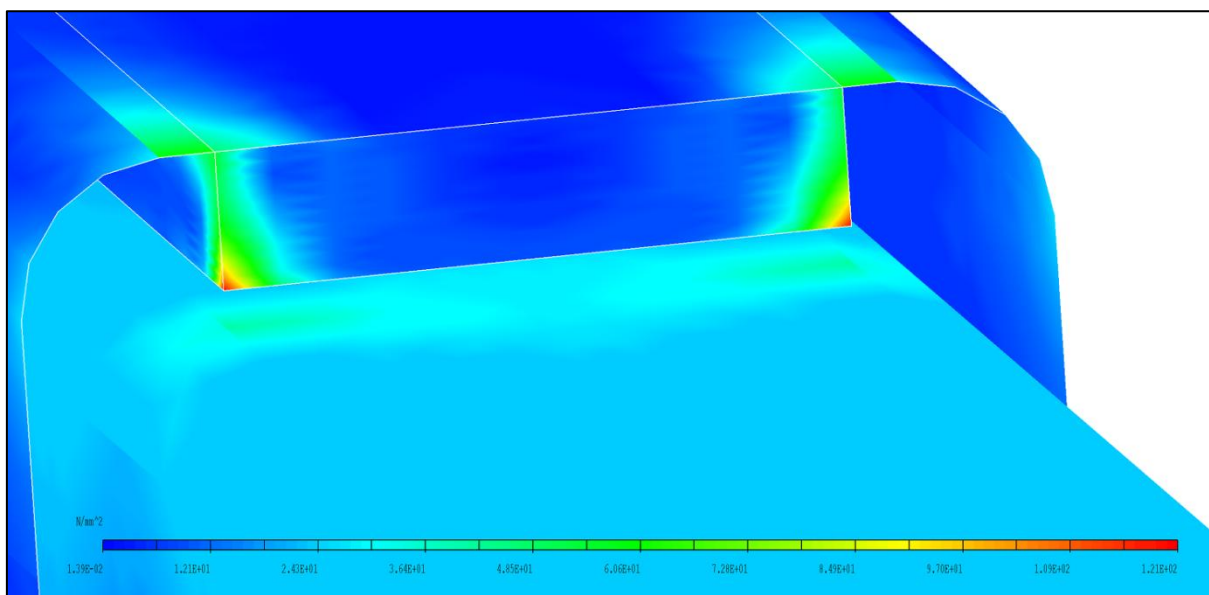




Obr. 6.19 Plech vnitřního profilu, redukované napětí vypočítané metodou HMM



Obr. 6.20 Trubka svařená s vnitřním profilem, redukované napětí vypočítané metodou HMM



*Obr. 6.21 Detail vodící desky, redukované napětí vypočítané metodou HMH*

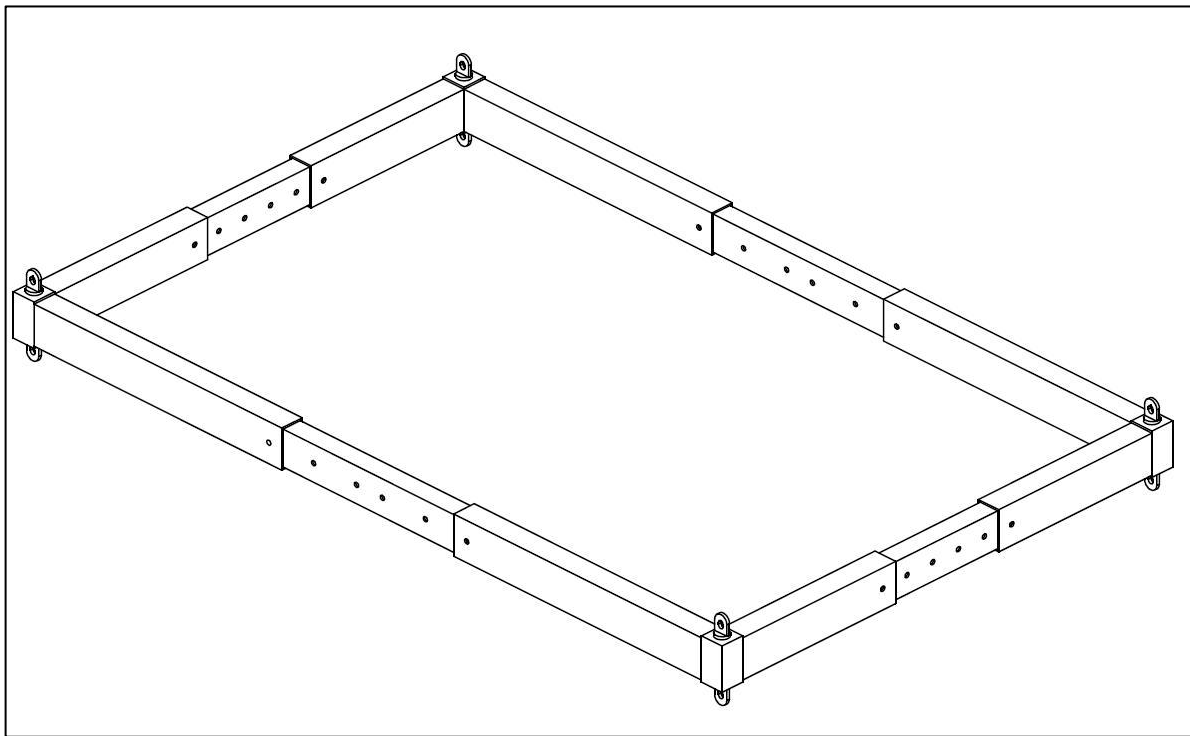


## 7. ZAŘÍZENÍ NA 20 000 KG

U rámu na 20 000 kg je proveden pouze koncepční návrh. Společnost Bosch Rexroth během tvorby diplomové práce neprojevila zájem o zpracování tohoto zařízení. Po společné dohodě se dále nebude rozvíjet konstrukční návrh této části zadání.

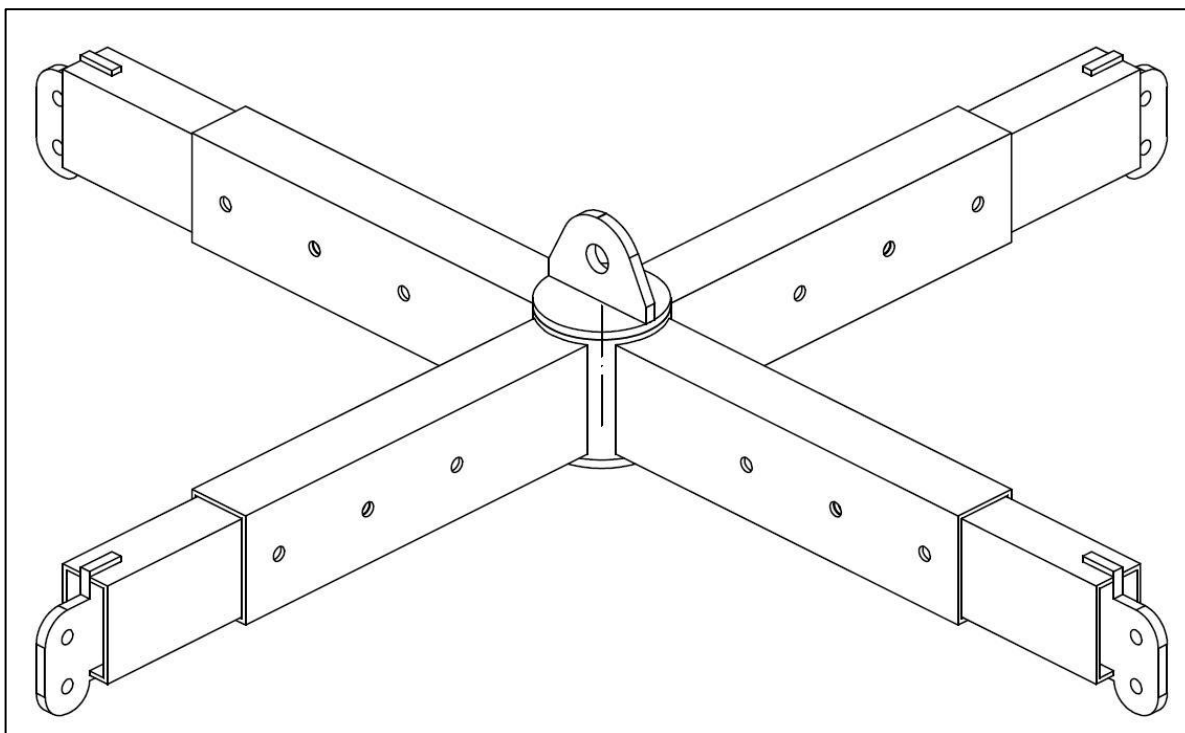
### 7.1 KONCEPCE ŘEŠENÍ

Na obrázku 7.1 je obdélníkový rám, navržený z obdélníkových profilů. V rozích jsou použity plnostěnné čtyřhrany, ke kterým se přivaří vnější profily. Do těch se zasouvají profily vnitřní. Do vnitřních profilů jsou vyvrtány v pravidelných roztečích díry, které umožní použití traverzy při variabilní délce a šířce. Správná poloha a zajištění proti vzájemnému posunutí je řešena pomocí čepů. Zařízení je spojeno s jeřábovým hákem pomocí vazacích prostředků, které jsou uchycena prostřednictvím šroubovacích bodů ve všech rozích traverzy. Břemeno se zavěsí také do šroubovacích bodů, orientovaných dolů. Tato traverza je vhodná pro manipulaci rozměrných výrobků, u kterých by mohlo dojít během zvedání k převrácení na jednu stranu.



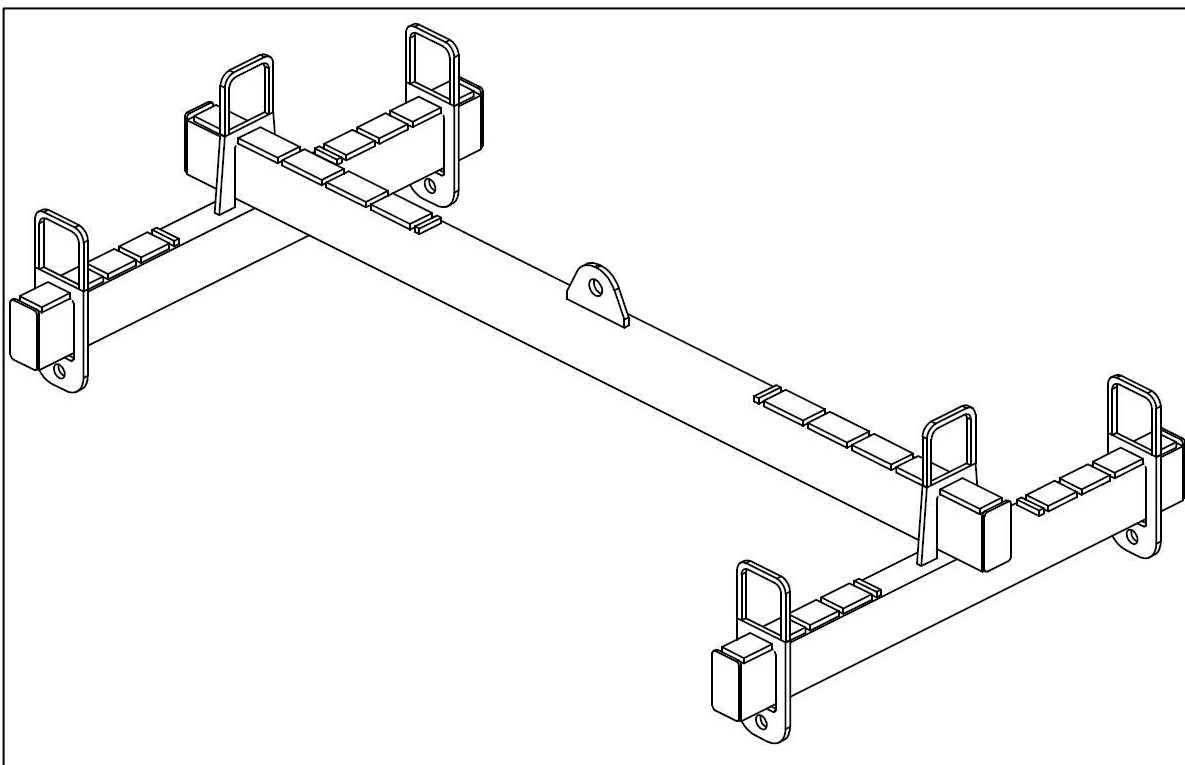
*Obr. 7.1 Zvedací obdélníkový rám*

Na obrázku 7.2 je teleskopický rám. Konstrukčně je navržen z centrální tlustostěnné trubky, ke které jsou pravouhle přivařené čtyři ramena z obdélníkových profilů. Do těchto ramen se zasouvají a vysouvají vnitřní obdélníkové profily. Tím se dosáhne maximálního a minimálního vyložení ramen, podle různých velikostí přemísťovaných břemen. Správná poloha je opět zajištěna pomocí čepů. Při souměrném tvaru břemene je možné zavěšení jeřábového háku přímo na plech navařený na centrální trubku. Při větších a nesouměrných břemenech se zavěšení provede pomocí vazacích prostředků, která se uchytí do připevněných plechových úchytnů na koncích ramen.



*Obr. 7.2 Teleskopický rám*

Na obrázku 7.3 je navržena stavitelná traverza tvaru H. Je konstruována z jednoho podélného profilu a na obou koncích jsou dva kratší profily. Traverza v obou dvou směrech umožňuje nastavení libovolné délky a šířky. Na podélném nosníku a obou příčných nosnících jsou navařeny distanční plechy. Mezery mezi plechy umožňují si zvolit potřebnou stavitelnou délku a šířku traverzy podle velikosti břemene. Břemeno se zavěsí pomocí třmenů do plechových úchytnů na koncích obou kratších nosníků.



*Obr. 7.3 Stavitelný rám*

## 8. ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrzení konstrukce stavitelného rozpěrného zařízení pro společnost Bosch Rexroth na zvedací práce v hale, která měla být provedena ve dvou délkových provedeních, jak analytickým tak i numerickým výpočtem pomocí metody konečných prvků v programu I-DEAS NX 11.

Dvouprofilové provedení s plechy, umístěnými a přivařenými na vnějších koncích vyšlo jako nejlepší řešení díky dominantnímu namáhání tlakem. Namáhání ohybem vznikne pouze vlivem nepřesností a tolerancí vzniklých při výrobě a ve srovnání s tlakem je minimální. Se zvětšujícími se nepřesnostmi se toto napětí bude zvětšovat. Nevýhodou tohoto zařízení je omezená délka na zasouvání profilů, kterým brání přivařené plechy a není tak možné přesně splnit zadání diplomové práce. I přes tuto komplikaci společnost Bosch Rexroth s tímto provedením souhlasila. Dále byly určeny závislosti na velikosti vysunutí a použití délek vázacích prostředků, které určila společnost Bosch a to konkrétně řetězový úvazek. Důležitým zjištěním bylo, že při zvětšujícím se vysunutí a použití kratšího řetězového úvazku dochází ke značnému nárůstu tlakové síly. Z tohoto lze odvodit, že by bylo vhodnější používat co nejdelší vázací prostředky. Jejich omezení udává norma ČSN EN 13155+A2 oblastí, ve které by se měl vázací prostředek při zavěšení na jeřábový hák pohybovat. Dalším omezením je velikost haly, která omezuje výšku zavěšených vázacích prostředků.

Velikost navrženého profilu vychází z prostého tlaku a následné kontroly stability, ze které je zvolen průřez menšího profilu. Tento požadavek splňuje obdélníkový jákl, který je použit na tato zařízení. Dále byl navržen čep, plechy a vodící desky.

Jako doplněk k tomuto zařízení jsou voleny třmeny, uložené do trubek přivařených k plechu. Při jejich navržení rozhoduje nosnost. Dalším doplňkem je hák řetězového úvazku, volený kvůli malému prostoru při zavěšení. Tyto předpoklady splňují háky třídy 12, které mají nejmenší rozměry ve srovnání s třídou 8 a 10. Při použití větších háků by se délka plechu musela zvětšit a došlo by pak ke zmenšení minimální zvedací délky zařízení.

Výpočet byl proveden pro největší tlakovou sílu vzniklou při maximálním vysunutí a použití delšího řetězového úvazku při zalomení profilů. Výsledky u zařízení o nosnosti 7 000 kg nesplnily podmínku unesení břemene o dvojnásobné nosnosti, porovnávaných s mezí kluzů ocele S 235. Tato podmínka byla splněna pro ocel S 275. U druhého zařízení o nosnosti 12 000 kg byly pro ocel S 235 všechny podmínky splněny a jejich výroba by měla být pro tuto třídu vhodná.

Místa, která jsou nejvíce namáhána, je oblast kolem trubek, v kterých je uložený čep. Dále je to místo uložení čepu třmenu do trubky v plechovém úchytu, kde se nachází malé špičky napětí. I když je úloha řešená jako lineární, největší napětí v těchto místech je způsobené kontakty, které byly nahrazeny prvky constraint v programu I-DEAS.

## 9. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ČSN EN 1993-1-1, Eurokód: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby
- [2] ČSN 731401, Navrhování ocelových konstrukcí
- [3] ČSN EN 13155+A2, Jeřáby – Bezpečnost – Volně zavěšené prostředky pro uchopování břemen
- [4] Strojnické tabulky 1 pro školu a praxi, J. Řasa a J. Švercl
- [5] TEDOX, [cit. 2012-04-23], dostupné z: <<http://www.tedox.cz>>
- [6] MITCALC, [cit. 2012-04-04], dostupné z:  
<<http://www.mitcalc.cz/doc/welding/help/cz/welding.htm>>
- [7] Spoje ocelových konstrukcí, [cit. 2012-04-10], – šroubové spoje, dostupné z:  
<[http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02\\_cvi\\_02.pdf](http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02_cvi_02.pdf)>
- [8] FERONA, [cit. 2012-02-02], dostupné z:  
<<http://ferona.cz/cze/index.php>> a sortimentní katalog (CD)
- [9] 5. cvičení – svarové spoje, [cit. 2012-04-04], dostupné z:  
<[http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02\\_cvi\\_05.pdf](http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02_cvi_05.pdf)>

## 10. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN

Označení	Jednotka	Název
$\bar{\lambda}_{1(1300)}$	[-]	poměrná štíhlost pro délku prutu 1 300 mm
$\bar{\lambda}_{1(2600)}$	[-]	poměrná štíhlost pro délku prutu 2 600 mm
$\bar{\lambda}_{2(4600)}$	[-]	poměrná štíhlost pro délku prutu 4 600 mm
$a_{(1,2)}$	[mm]	vzdálenost os při výpočtu Steinerovy věty
$a_{(1,2)\max}$	[mm]	maximální účinný rozměr svaru
$A_{w(1,2)}$	[mm <sup>2</sup> ]	nosná plocha průřezu
$B_{(1,2)m}$	[mm]	šířka menšího profilu
$b_{H(1,2)}$	[mm]	šířka háku vázacího prostředku
$d_{\varepsilon(1,2)}$	[mm]	průměr čepu
$d_{ot}$	[mm]	průměr otačené plochy
$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu (tahu)
$e_{(1,2)}$	[mm]	vzdálenost od osy díry ke kraji
$F_{c(1,2)}$	[N]	celková síla v horním oku
$F_d$	[N]	síla vyvolávající napětí v tlaku
$F_d$	[N]	síla vyvolávající napětí ve smyku
$F_{kr1(1300)}$	[N]	kritická síla prutu o délce 1 300 mm
$F_{kr1(2600)}$	[N]	kritická síla prutu o délce 2 600 mm
$F_{kr2(4600)}$	[N]	kritická síla prutu o délce 4 600 mm
$F_{ot}$	[N]	síla vyvolávající otažení
$F_t$	[N]	síla vyvolávající napětí v tahu
$F_{x(1,2)}$	[N]	síla v ose x v horním oku (normálová síla)
$F_{x(1,2), \max}$	[N]	maximální síla v ose x v horním oku
$f_y$	[MPa]	mez kluzu
$F_y(1,2)$	[N]	síla v ose y ve všech ocích
$F_{y(1,2)H}$	[N]	síla v ose y v horních ocích
$F_{y(1,2)S}$	[N]	síla v ose y ve spodních ocích
$G$	[N]	tíha břemene
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$h$	[mm]	výška zavěšených lan
$H_{(1,2)}$	[mm]	výška menšího profilu
$H_{(1,2)v}$	[mm]	výška většího profilu
$h_{ot}$	[mm]	průměr otačené plochy
$h_{p(1,2),\min}$	[mm]	minimální tloušťka plechu
$h_{tvne(1,2),\min}$	[mm]	minimální délka vnější trubky
$h_{tvni(1,2),\min}$	[mm]	minimální délka vnitřní trubky
$I_{(y,z)(1,2)}^{T,o}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu odebrané plochy
$I_{(y,z)}^C$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu soustavy
$I_{(y,z)}^T$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu počítaný k těžišti
$I_{y(1,2)m}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu k ose y menšího profilu
$I_{y(1,2)v}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu k ose y většího profilu
$I_{z(1,2)m}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu k ose z menšího profilu
$I_{z(1,2)v}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu k ose z většího profilu
$k$	[-]	bezpečnost
$L$	[mm]	vodorovná vzdálenost mezi okem v plechu a svislou osou jeřábového háku
$L_{(1,2), \max}$	[mm]	maximální vodorovná vzdálenost mezi okem v plechu a svislou osou jeřábového háku

$L_{(1,2), \min}$	[mm]	minimální vodorovná vzdálenost mezi okem v plechu a svislou osou jeřábového háku
$L_{(1,2)s}$	[mm]	délka nosného svaru
$L_{(1,2)s, \min}$	[mm]	minimální délka nosného svaru
$L_L$	[mm]	délka vazacího prostředku
$L_{L(1,2), \max}$	[mm]	delší vazací prostředek
$L_{L(1,2), \min}$	[mm]	kratší vazací prostředek
$l_{o(1,2)}$	[mm]	redukováná délka
$L_{p(1,2), \min}$	[mm]	minimální délka plechového úchyty
$m_{(1,2)}$	[kg]	hmotnost břemene
$M_{o(1,2), \max}$	[N·m]	maximální ohybový moment
$N_{b,rd(1,2)}$	[N]	vzpěrná únosnost plochy
$n_{ot}$	[-]	počet ploch, u kterých dochází k otláčení
$n_s$	[-]	počet střížných ploch
$p_{(1,2)}$	[mm]	rozteč děr
$p_{DOV}$	[MPa]	přípustné napětí při otláčení
$p_{ot}$	[MPa]	otlačení
$r$	[mm]	průhyb profilů
$r_{(300)}$	[mm]	průhyb profilů při přesazení 300 mm
$S_{(1,2) s, \min}$	[mm <sup>2</sup> ]	minimální plocha splňující podmínku stability
$S_{(1,2)d}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu volaná z katalogu Ferony (prostý tlak)
$S_{(1,2)d, \min}$	[mm <sup>2</sup> ]	minimální plocha při namáhání tlakem
$S_{(1,2)m}$	[mm <sup>2</sup> ]	volená plocha průřezu menšího profilu
$S_{(1,2)o}$	[mm <sup>2</sup> ]	oslabená plocha průřezu
$S_{(1,2)t}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu u tahového napětí
$S_{(1,2)v}$	[mm <sup>2</sup> ]	volená plocha průřezu většího profilu
$S_d$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu (tlak)
$S_{ot}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha otláčení
$S_s$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu (smyk)
$S_t$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu (tah)
$t_{(1,2), \min}$	[mm]	menší tloušťka ze spojovaných materiálů
$t_{(1,2)m}$	[mm]	tloušťka stěny menšího profilu
$t_{(1,2)v}$	[mm]	tloušťka stěny většího profilu
$v_{p(1,2)}$	[mm]	přesazení plechového úchyty
$W_{o(1,2)}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu
$X$	[mm]	závěrný člen rozměrového řetězce
$\alpha$	[°]	úhel mezi vazacím prostředkem a svislou osou
$\alpha_{(1,2) \max}$	[°]	maximální úhel mezi vazacím prostředkem a svislou osou
$\alpha_{im}$	[-]	součinitel imperfekce
$\alpha_s$	[-]	konstanta
$\gamma$	[-]	konstanta
$\gamma_{m1}$	[-]	součinitel spolehlivosti
$\kappa$	[-]	součinitel vzpěrnosti
$\kappa_1 (2600)$	[-]	součinitel vzpěrnosti pro délku prutu 2 600 mm
$\kappa_1 (1300)$	[-]	součinitel vzpěrnosti pro délku prutu 1 300 mm
$\kappa_2 (4600)$	[-]	součinitel vzpěrnosti pro délku prutu 4 600 mm
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\sigma_{(1,2)KOM(A)}$	[MPa]	kombinované napětí horní pásnice v bodě A
$\sigma_{(1,2)KOM(B)}$	[MPa]	kombinované napětí spodní pásnice v bodě B
$\sigma_d$	[MPa]	napětí v tlaku

$\sigma_{o(1,2)}$	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_t$	[MPa]	napětí v tahu
$\tau_{\bullet(1,2)}$	[MPa]	smykové napětí rovnoběžné s osou svaru
$\tau_s$	[MPa]	napětí ve smyku
$\Phi_{1(1300)}$	[-]	konstanta pro délku prutu 1 300 mm
$\Phi_{1(2600)}$	[-]	konstanta pro délku prutu 2 600 mm
$\Phi_{2(4600)}$	[-]	konstanta pro délku prutu 4 600 mm

## 11. SEZNAM PŘÍLOH

### Seznam výkresové dokumentace

Zvedací zařízení 7 000 kg (sestava + kusovník)	ZZ7 – 00/00
Vnější jákl	ZZ7 – 00/01
Vnitřní jákl	ZZ7 – 00/02
Plech vnější jákl	ZZ7 – 00/03
Plech vnitřní jákl	ZZ7 – 00/04
Trubka plech	ZZ7 – 00/05
Trubka vnější jákl	ZZ7 – 00/06
Trubka vnitřní jákl	ZZ7 – 00/07
Vodící deska	ZZ7 – 00/08
Čep	ZZ7 – 00/09
Zvedací zařízení 12 000 kg (sestava + kusovník)	ZZ12 – 00/00
Vnější jákl	ZZ12 – 00/01
Vnitřní jákl	ZZ12 – 00/02
Plech vnější jákl	ZZ12 – 00/03
Plech vnitřní jákl	ZZ12 – 00/04
Trubka plech	ZZ12 – 00/05
Trubka vnější jákl	ZZ12 – 00/06
Trubka vnitřní jákl	ZZ12 – 00/07
Vodící deska	ZZ12 – 00/08
Čep	ZZ12 – 00/09